

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Planetový diferenciál

Planetary Differential

Student:

Bc. Petr Zym

Osobní číslo:

ZYM0005

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

OSTRAVA 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Petr Zym

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Planetový diferenciál

Planetary Differential

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete převodovku která bude sloužit k pohonu pojezdu mostového jeřábu a která bude obsahovat diferenciál, který umožní bezproblémový chod i s opotřebovanými koly na jedné straně.

Parametry stávajícího pojezdu:

- převod: cca 35,
- motor: P225M06 - 36 kW - S3 - 40% - 965 ot/min - $M_n = 356 \text{ Nm}$, $M_{\max} = 1317 \text{ Nm}$.

Při standardním rozjíždění a brždění je max.moment na výstupu převodovky cca 2 x 16 kNm.

Při rovnoměrné jízdě je moment na výstupu převodovky cca 2 x 4,8 kNm.

V případě kontrovaní (výjimečné zatížení) je max. moment na výstupu převodovky cca 2 x 25 kNm.

Max. moment vztažený k hranici adheze na straně pojezdových kol by měl být cca 2 x 40 kNm.

Měly by být zachovány (bude-li to možné) následující parametry:

- osová vzdálenost mezi výstupními hřídeli převodovky: $a = 952 \text{ mm}$,
- průměr a délka vstupního hřídele: kužel (s perem) $d = 50 \text{ mm}$,
- průměry výstupních hřídelů: drážkování $d = 102 / 112$

Proveďte potřebné pevnostní výpočty a kontrolu trvanlivostí.

Zpracujte sestavný výkres a výrobní výkres podle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.

Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.

Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

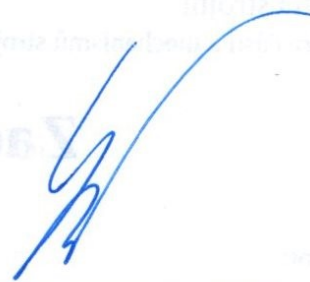
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15.5.2020


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15.5.2020



.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Zym

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kubalova 5, Ostrava-Jih

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Zym, P.: *Planetový diferenciál: diplomová práce*. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 65 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem převodovky určené pro pohon pojezdu mostového jeřábu. Součástí převodovky je diferenciál kompenzující rozdíl v otáčkách různě opotřebovaných pojezdových kol. V úvodu práce jsou popsány různé konstrukce diferenciálů a možnosti jejich použití v průmyslových převodovkách a jsou uvedeny příklady. Následně je vybrána koncepce navrhované převodovky a navrženy její základní konstrukční parametry. Poté je proveden návrh a pevnostní kontrola ozubení, hřídelí, ložisek a dalších stěžejních prvků. Následuje podrobný popis konstrukčního řešení všech podstatných točivých i netočivých částí převodovky včetně detailního popisu tělesa. Na závěr je zhodnoceno splnění podmínek ze zadání.

ANNOTATION OF THE MASTER'S THESIS

Zym, P.: *Planetary differential: master's thesis*. VŠB - Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of machine parts and mechanisms, 2020, 65 p. Thesis supervisor: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

This master's thesis aims to design a gearbox that will be used for driving an overhead crane. This gearbox will contain some form of a differential in its mechanism to compensate the need for different revolution speeds on the crane's wheels while they are being asymmetrically worn out. In the introduction, various differentials and their use in industrial gearboxes are described. After, the concept of the gearbox and its basic parameters are chosen. In the next section, parameters of all the gears, shafts and bearings are determined and checked for static and fatigue stress safety. After the calculation part of the thesis, there is a segment explaining in depth all design solutions and features of the gearbox. The final parts are conclusion and evaluation of the accomplishment of the assigned terms.

OBSAH

1. ÚVOD.....	10
2. DIFERENCIÁLY.....	11
2.1 Rozdělení diferenciálů.....	11
3. PŘEVODOVKY S DIFERENCIÁLY.....	14
4. VOLBA KONCEPCE PŘEVODOVKY.....	16
5. STANOVENÍ VÝPOČTOVÉHO ZATÍŽENÍ.....	17
5.1 Určení ekvivalentního zatížení.....	17
5.2 Určení maximálního zatížení.....	19
6. NÁVRH OZUBENÍ.....	20
6.1 Ozubení prvního a druhého stupně.....	20
6.2 Ozubení diferenciálu.....	21
6.3 Vyhodnocení kontroly ozubení.....	23
7. NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELÍ.....	24
7.1 Vstupní hřídel.....	24
7.1.1 Statická kontrola vstupní hřídele.....	27
7.1.2 Dynamická kontrola vstupní hřídele.....	29
7.2 Předlohové hřídele.....	31
7.2.1 Kontrola evolventního drážkování předlohové hřídele.....	33
7.3 Pravá výstupní hřídel.....	35
7.4 Levá výstupní hřídel.....	38
7.5 Pastorkové hřídele diferenciálu.....	40
7.6 Vyhodnocení kontroly hřídelí.....	43
8. NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK.....	44
9. KONSTRUKCE ROTAČNÍCH SOUČÁSTÍ.....	49
9.1 Konstrukce vstupní hřídele.....	49
9.2 Konstrukce diferenciálu.....	50
9.3 Konstrukce předlohových hřídelí.....	53
9.4 Konstrukce výstupních hřídelí.....	54
10. KONSTRUKCE TĚLESA PŘEVODOVKY.....	55
11. MONTÁŽNÍ A PROVOZNÍ INFORMACE.....	58
12. ZÁVĚR.....	62
13. SEZNAM LITERATURY.....	64
14. SEZNAM PŘÍLOH.....	65

SEZNAM UŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

ν_A	[-]	Neuberova konstanta
B	[mm]	Šířka ozubení
D, d	[mm]	Průměr
f	[-]	Součinitel tření
F	[N]	Síla
i	[-]	Počet
k	[-]	Bezpečnost
k_N	[-]	Součinitel nerovnoměrného rozložení zatížení
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_{AS}	[-]	Součinitel největšího jednorázového přetížení
K_{Fa}/K_{Ha}	[-]	Výpočtový součinitel (pevnostní kontrola ozubení)
L, l	[mm]	Délkové rozměry
L_{10}/L_{10h}	[mil.ot.] / [hod.]	Trvanlivost ložiska (v mil. otáček / v hodinách)
m_n	[mm]	Normální modul
M_o	[N.m]	Ohybový moment
n	[ot./min.]	Otáčky
N	[-]	Časový podíl zatížení
p	[MPa]	Tlak
R	[mm]	Poloměr
$R_A/R_B/R_C$	[N]	Reakční síla v podpoře A/B/C
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
S_F/S_H	[-]	Bezpečnost ozubení (pro ohyb/dotyk)
t	[mm]	Tloušťka
T	[N.m]	Točivý moment
T_{EKV}	[N.m]	Točivý moment ekvivalentní
T_{MAX}	[N.m]	Točivý moment maximální
u	[-]	Převodový poměr
q	[-]	Exponent Wöhlerovy křivky

W_k / W_o	[mm ³]	Modul průřezu v krutu/ohybu
x	[-]	Jednotková korekce
z	[-]	Počet zubů
α	[°]	Úhel profilu
$\alpha_{1,2,...,5}$	[-]	Součinitel koncentrace napětí
β	[°]	Úhel sklonu šikmého ozubení
$\beta_{1,2,...,5}$	[-]	Vrubový součinitel
δ	[mm]	Průhyb
ε_v	[-]	Součinitel trvání záběru celkový
ε_v	[-]	Součinitel velikosti
η_c	[-]	Účinnost celková
η_L	[-]	Účinnost ložisek na hřídeli
η_{OZ}	[-]	Účinnost ozubení
η_{BR}	[-]	Účinnost brodění
η_p	[-]	Součinitel jakosti povrchu
ν	[°]	Natočení průřezu
ρ^*	[-]	Jednotkové zaoblení paty zubu
$\rho_{1,2,...,5}$	[mm]	Poloměr vrubu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_c / σ_c^*	[MPa]	Mez únavy hladkého vzorku/skutečné součásti
$\sigma_{Fmax} / \sigma_{Hmax}$	[MPa]	Maximální napětí v zubu při přetížení (v ohybu/dotyku)
$\sigma_{FP} / \sigma_{HP}$	[MPa]	Dovolené napětí v zubu (v ohybu/dotyku)
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
τ_k	[-]	Napětí v krutu
ϕ'	[°]	Třecí úhel na závitě
ψ	[°]	Úhel stoupání závitu

1. ÚVOD

Zadání této diplomové práce je založeno na reálném úkolu z praxe, kdy společnost vyrábějící jeřáby řešila problém s pohonem pojezdu jejich mostových jeřábů. Stávající řešení, kdy jeden elektromotor přes převodovku pohání dvě pojezdová kola v jednom podvozku (vahadle) funguje dobře pouze za předpokladu, že jsou obě kola rovnoměrně opotřebena a mají tudíž stejnou rychlost otáčení. Během provozu se však stává, že se jedno z kol opotřebí více, než druhé. Jelikož stávající převodovka neumožňuje jedné větvi otáčet se rychleji, než druhé, způsobuje to problém. Rozdílné opotřebenění kol - tedy rozdílný průměr - vyžaduje rozdílné otáčky těchto kol, má-li být zachována stejná obvodová rychlost. Jsou-li otáčky stejné, jedno kolo na kolejnici začne prokluzovat, což nejen dále zvyšuje jeho opotřebenění, ale především způsobuje nerovnoměrnost a tím přetěžování dalších součástí hnacího řetězce, především spojek a kloubových hřídelí. Jedním z možných řešení tohoto problému je návrh převodovky, která bude obsahovat diferenciál. Ten podobně jako u automobilu umožní kolům otáčet se různými rychlostmi při zachování stejného rozložení momentu na těchto kolech.

Cíle práce:

- určení ekvivalentního zatížení, které při provozu zatěžuje pohon pojezdu jeřábu,
- návrh ozubených převodů prvního a druhého stupně, pevnostní a geometrická kontrola ozubení,
- návrh diferenciálu kompenzujícího opotřebenění pojezdových kol,
- konstrukční návrh převodovky s ohledem na dodržení zadaných přípojovacích rozměrů,
- provedení všech potřebných pevnostních výpočtů vč. kontrol trvanlivostí,
- vypracování sestavného výkresu převodovky a výrobního výkresu pastorkové hřídele diferenciálu (satelitu).

2. DIFERENCIÁLY

Diferenciál je mechanické zařízení sloužící k rozdělení poměru otáček mezi hřídelemi. Jedná se o soukolí se dvěma stupni volnosti (výjimečně i s větším počtem). Zatímco z běžného soukolí s jedním stupněm volnosti vyúsťují dvě hřídele, z nichž můžeme jednu považovat za hnací a druhou za hnanou, diferenciál má tři hřídele. Libovolnými dvěma hřídelemi je možno otáčet na sobě nezávislými úhlovými rychlostmi a podle toho se poté bude otáčet třetí hřídel. Silové zatížení diferenciálu je dáno momentem působícím na jednu z jeho hřídelí. Má-li být soustava v rovnováze, je poté potřeba působit na každou z jeho zbývajících hřídelí přesně definovaným momentem, který lze vypočítat z uspořádání diferenciálu.

Diferenciály je možno použít v různých kombinacích. Někdy jsou použity dvě hnací a jedna hnaná hřídel (rychloupusuv u obráběcích strojů), někdy je hnací hřídel jedna a hnané hřídele dvě (diferenciály automobilu).

2.1 Rozdělení diferenciálů

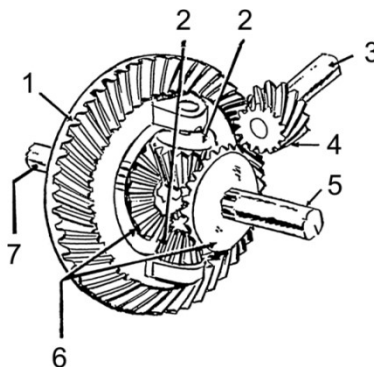
Diferenciály můžeme dělit podle několika kritérií - např. podle konstrukce, symetričnosti či účinnosti.

Rozdělení podle konstrukce:

- kuželový,
- čelní planetový,
- šnekový (Torsen).

Kuželový diferenciál

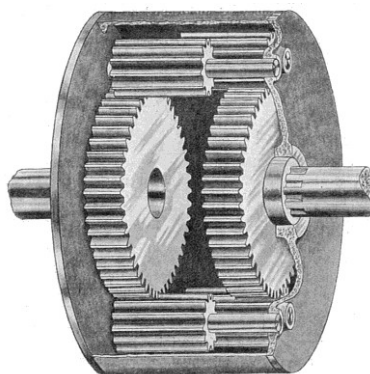
Kuželové diferenciály se skládají obvykle z talířového kola (*obr.1, poz.1*), na které je přiváděn hnací moment a dále ze dvou kuželových centrálních kol (*poz.6*) a několika kuželových satelitů (*poz.2*) vykonávajících funkci samotného diferenciálu. Tento typ je nejběžněji používán jako nápravový diferenciál osobních automobilů.



Obr.1: Kuželový diferenciál [20]

Čelní planetový diferenciál

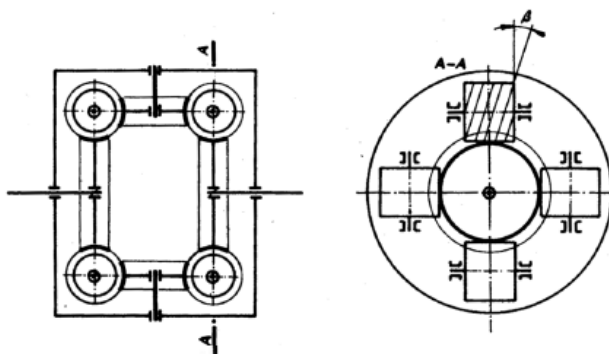
Čelní diferenciály (obr.2) se obvykle skládají ze dvou centrálních kol a několika dvojic (párů) satelitů. Tyto satelity zabírají vždy do sebe navzájem a přitom každý z nich do jednoho centrálního kola. Všechna ozubená kola jsou čelní, obvykle s přímým ozubením. Tato konstrukce se například používá pro mezinápravové diferenciály nákladních automobilů (např. v podniku Tatra Kopřivnice).



Obr.2: Čelní diferenciál [20]

Šnekový diferenciál

Šnekový diferenciál se zvýšenou svorností, také někdy nazýván „Torsen“ (Torque - Sensing). Používá se obvykle u sportovních automobilů.

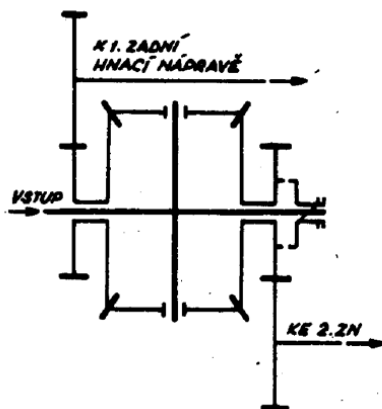


Obr.3: Šnekový diferenciál Torsen [10]

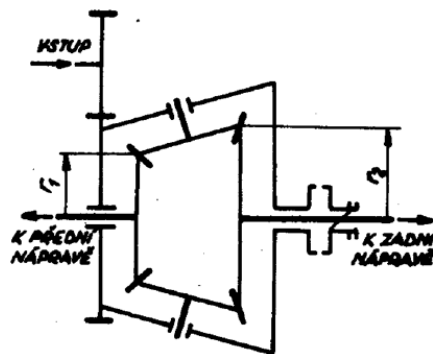
Rozdělení podle symetričnosti

- symetrický - v jednodušším případě, že máme jednu hnací a dvě hnané hřídele, rozděluje moment mezi hnané hřídele v poměru 1:1,
- nesymetrický - rozděluje moment mezi hnané hřídele v poměru počtu zubů centrálních kol.

Použití symetrických diferenciálů je obecně rozšířenější.



Obr.4: Symetrický diferenciál [10]



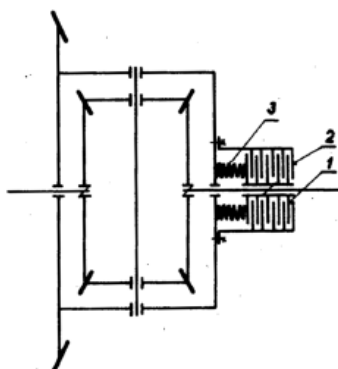
Obr.5: Nesymetrický diferenciál [10]

Rozdělení podle účinnosti

- bez omezení účinnosti,
- se zvýšenou svorností,
- s řízenou svorností,
- s uzávěrkou.

Běžné kuželové a čelní diferenciály mají účinnost danou odpory samotných ozubených převodů, popř. dalšími vnitřními pasivními odpory. Tyto odpory nejsou zpravidla příliš velké a umožňují efektivní provoz diferenciálu bez větších ztrát. V některých případech je však potřebné tyto vnitřní odpory zvýšit. Například je-li automobil jednou pneumatikou na kluzkém povrchu a druhou na povrchu s vysokým třením, výsledný moment na obě kola bude dán nízkým odporem pneumatiky na kluzkém povrchu a automobil ztratí velkou část své tažné síly. Zvýšením svornosti diferenciálu se odpory zvýší a tím se zvýší i hnací moment na obou kolech, což pomůže automobilu v další jízdě. Příkladem diferenciálu se zvýšenou svorností je šnekový diferenciál Torsen. Diferenciály s řízenou svorností používají k regulaci často různé lamelové spojky (obr.6). Při využití tzv. uzávěrky je diferenciál zcela vyřazen z funkce.

U průmyslových převodovek, které využívají konfigurace diferenciálu se dvěma hnacími a jednou hnanou hřídelí je potřeba umístit brzdou na každou z hnacích větví. Tím je docílena možnost ovládání ve třech stupních prostým připojováním a odpojováním motorů.



Obr.6: Kuželový diferenciál s lamelovou spojkou [10]

3. PŘEVODOVKY S DIFERENCIÁLY

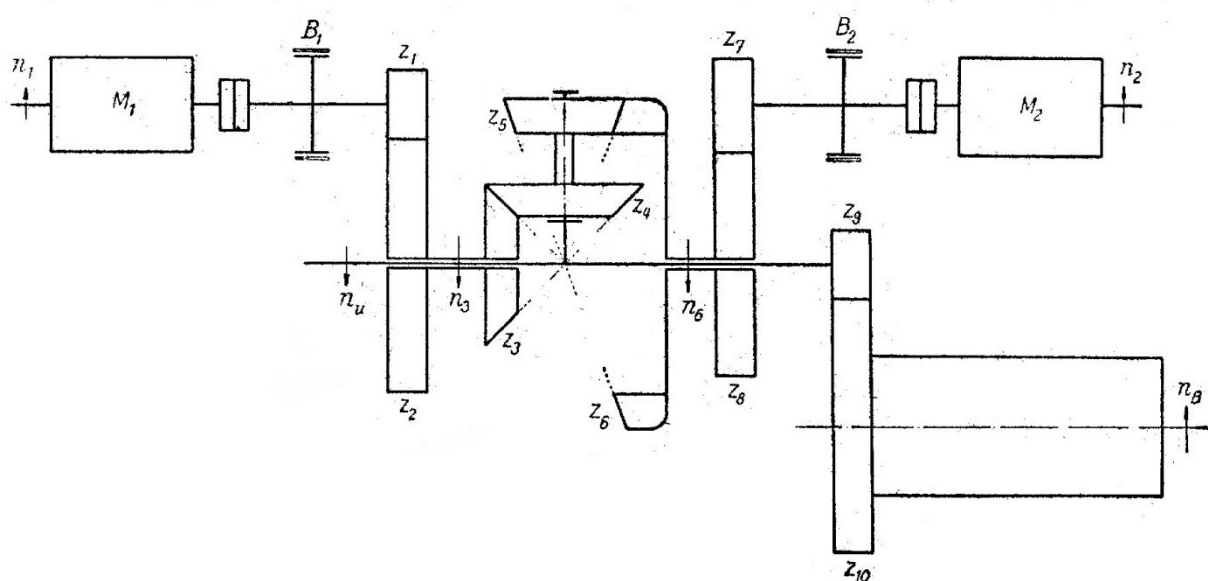
Diferenciály je možno v převodových mechanismech použít mnoha různými způsoby. Použití diferenciálů v automobilech je obecně známé, ale je možno je použít i pro pásová vozidla, kde diferenciál slouží například k zatáčení. Také průmyslové převodovky mohou využívat diferenciálů k mnoha různým účelům - například řízení rychlosti výstupu, spřažení dvou motorů a podobně. Tato kapitola zmiňuje některé z těchto aplikací.

Převodovka pohonu zdvihu

Například k pohonu navíjecího bubnu je možno použít konstrukci dle obr. 7. Je zde použito kuželové planetové soukolí s dvojítm satelitem. Diferenciál je v tomto případě použit v konfiguraci dvou vstupních a jedné výstupní hřídele. Na každé vstupní hřídeli je připojen elektromotor. Toto soustrojí umožňuje pohon výstupní hřídele celkem třemi rychlostmi, podle toho, jak jsou zapojeny motory.:

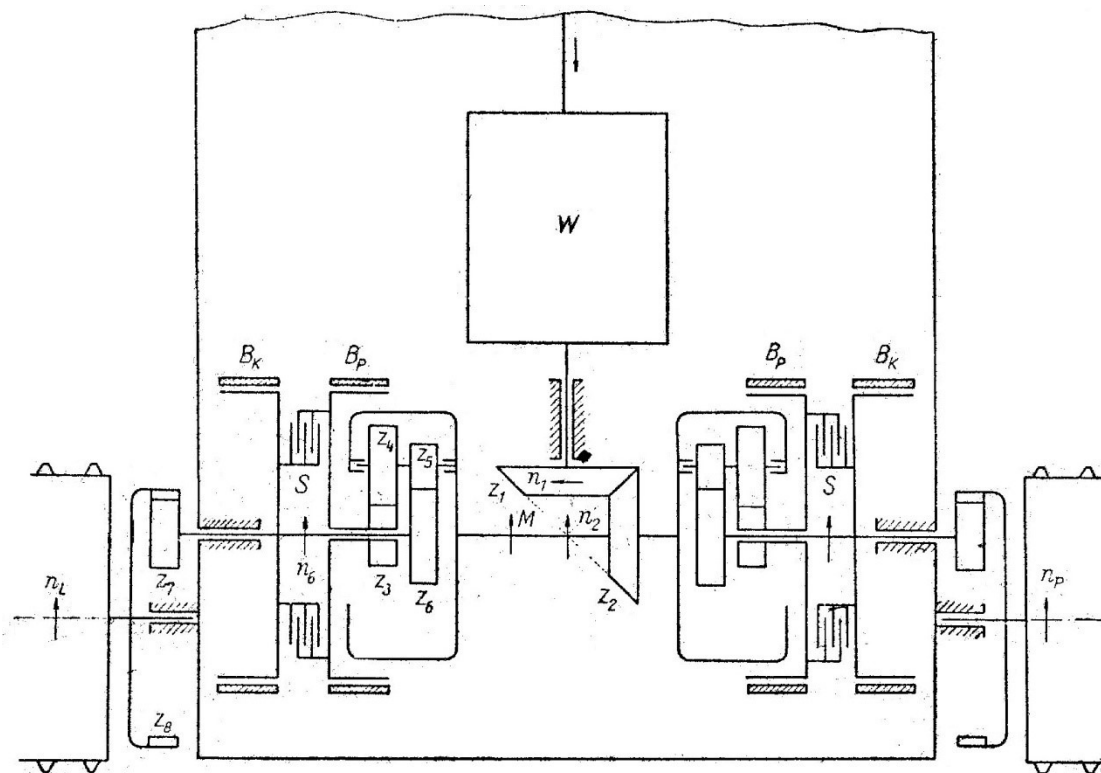
1. motor M_1 i motor M_2 pracují,
2. motor M_1 pracuje, motor M_2 stojí,
3. motor M_1 stojí, motor M_2 pracuje.

Poměr rychlostí výstupní hřídele při nejpomalejším a nejrychlejším stupněm může být až 1:10. Elektromotory však musí být opatřeny brzdami (B_1 a B_2), které motor v případě, že nepracuje, drží zabrzděný. Nebyla-li by brzda použita, soustrojí by nefungovalo.



Obr.7: Převodovka pohonu zdvihu [1]

Na následujícím schématu (obr. 8) je možno vidět konstrukční řešení převodového soustrojí určeného k pohonu a ovládání pásového vozidla Praga. Točivý moment od motoru nejdříve vstupuje do planetové - tzv. „Wilsonovy“ převodovky (obr. 8 , označení W), odkud je přes kuželové soukolí přenesen do samotného ústrojí.



Obr.8: Převodovka pohonu pásového vozidla Praga [1]

To je složeno z pravé a levé části (levá strana je zrcadlovým obrazem pravé strany). Na každé straně se nachází kolová brzda (značeno B_K) a planetová brzda (značeno B_P), dále spojka S, planetové soukolí složené z ozubených kol z_{3-6} a kolové redukce $z_{7,8}$. Ovládáním brzd a spojek můžeme dosáhnout těchto režimů:

1. brzdy uvolněny, spojky spjaty - přímá jízda bez redukce,
2. planetové brzdy zabrzděny, spojky a kolové brzdy uvolněny - přímá jízda s redukcí,
3. zabrzděna levá pl. brzda a pravá spojka, ostatní uvolněny - jízda velkým obloukem vlevo,
4. zabrzděna levá kol. brzda a pravá spojka, ostatní uvolněny-otáčení se na místě doleva rychle,
5. zabrzděna levá kol. a pravá pl. brzda, ostatní uvolněny - otáčení se na místě doleva pomalu.

Zatáčení doprava je analogické se zatáčením doleva. Postupným přitahováním a povolováním brzd a spojky je možno plynule měnit poloměr zatáčení. Při náhlém ubrání plynu může při zatáčení začít vozidlo zatáčet na druhou stranu - pásy totiž najednou nejsou motorem hnány, ale bržděny.

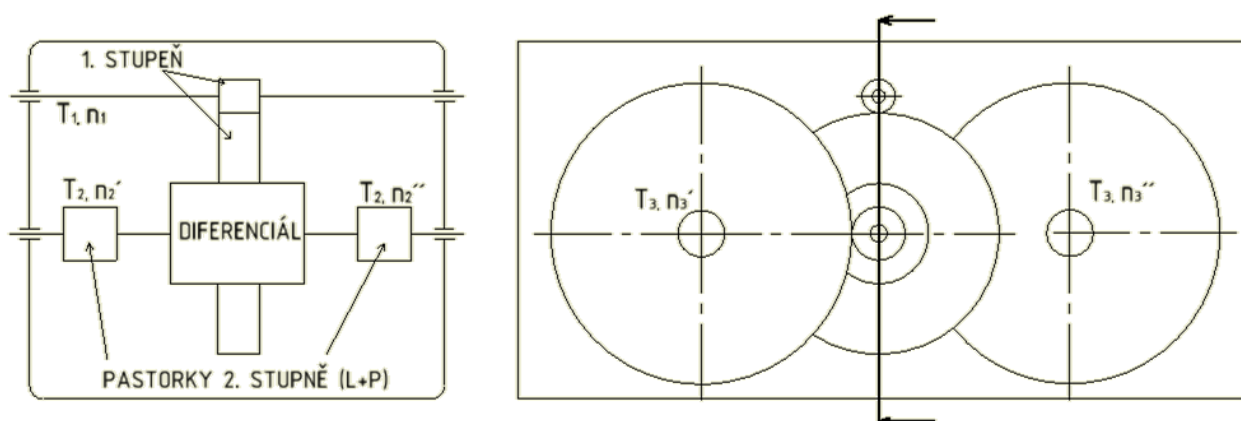
4. VOLBA KONCEPCE PŘEVODOVKY

Jak bylo uvedeno výše, diferenciálů je mnoho různých druhů a existuje mnoho způsobů, jak je zabudovat do převodového mechanismu. Má-li být převodovka, navrhovaná v této práci optimálním řešením, je potřeba všechna tato řešení zvážit. V první řadě je potřeba, aby převodovka splňovala podmínky dané zadáním. Musí tedy obsahovat nějakou formu diferenciálu, musí mít celkový převodový poměr cca 35 a musí mít předepsané přípojovací rozměry. V druhé řadě by měla být převodovka v ostatních rozměrech (které nevyplývají ze zadání) pokud možno co nejmenší a měla by mít co možná nejnížší hmotnost. Důležitými kritérii jsou rovněž jednoduchost výroby, montáže, provozu a údržby stejně tak, jako celková cena.

S ohledem na výše zmíněná kritéria byla zvolena následující koncepce:

- převodovka čelní dvoustupňová,
- umístění diferenciálu mezi prvním a druhým stupněm (zdvojený druhý stupeň),
- diferenciál čelní planetový,
- svařované těleso převodovky.

Dvoustupňová čelní převodovka nejlépe splňuje požadované přípojovací rozměry a je dostatečná pro zadaný převodový poměr. Diferenciál byl umístěn až za první převodový stupeň tak, aby tento nemusel být zdvojený. Zároveň se diferenciál nebude otáčet tak vysokými otáčkami, což zjednoduší jeho konstrukci a bude mít příznivý vliv na jeho hlučnost. Čelní diferenciál byl vybrán pro jeho relativní výrobní jednoduchost oproti diferenciálu kuželovému. Jelikož se pravděpodobně bude jednat o kusovou výrobu, svařované těleso převodovky je v takovém případě levnější, než těleso lité, jelikož není potřeba vyrábět model. Pokud by se převodovka měla začít vyrábět ve větších sériích, bylo by výhodné přejít na skříň odlévanou.



Obr.9: Zvolená koncepce převodovky

5. STANOVENÍ VÝPOČTOVÉHO ZATÍŽENÍ

Vzhledem k tomu, že převodovka není namáhána konstantním zatížením, ale zadavatelem je dáno jeho spektrum, je potřeba stanovit ekvivalentní zatížení vyplývající ze tří hladin zatížení. To bude následně použito pro kontrolu trvanlivosti ložisek a ozubení a životnosti hřídelů. Časový podíl jednotlivých hladin při provozu byl odhadnut ve spolupráci se zadavatelem na základě jeho zkušeností, jelikož velmi závisí na druhu provozu jeřábu, velikosti haly apod. Pro statické výpočty bude použit maximální moment při výjimečném zatížení (kontrování).

Celková účinnost převodovky [5]

$$\eta_c = \eta_L^3 \cdot \eta_{OZ}^2 \cdot \eta_{BR} = 0,99^3 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 = \mathbf{0,90}$$

$\eta_L = \mathbf{0,99}$ – účinnost valivých ložisek

$\eta_{OZ} = \mathbf{0,98}$ – účinnost ozubení

$\eta_{BR} = \mathbf{0,97}$ – účinnost brodění

5.1 Určení ekvivalentního zatížení

Hladina č.1 - ROVNOMĚRNÁ JÍZDA

$$T_{výstup,1} = 2 \cdot 4,8 \text{ kNm}$$

$$T_{vstup,1} = \frac{T_{výstup,1}}{u_c \cdot \eta_c} = 2 \cdot \frac{4800}{35 \cdot 0,9} = \mathbf{305 \text{ Nm}} \quad (5.1)$$

$$N_1 = \mathbf{40\% = 0,4}$$

Hladina č.2 - ROZJEZD/BRZDĚNÍ

$$T_{výstup,2} = 2 \cdot 16 \text{ kNm}$$

$$T_{vstup,2} = \frac{T_{výstup,2}}{u_c \cdot \eta_c} = 2 \cdot \frac{16\,000}{35 \cdot 0,9} = \mathbf{1016 \text{ Nm}} \quad (5.2)$$

$$N_2 = \mathbf{50\% = 0,5}$$

Hladina č.3 - KONTROVÁNÍ

$$T_{výstup,3} = 2 \cdot 25 \text{ kNm}$$

$$T_{vstup,3} = \frac{T_{výstup,3}}{u_c \cdot \eta_c} = 2 \cdot \frac{25\,000}{35 \cdot 0,9} = \mathbf{1587 \text{ Nm}} \quad (5.3)$$

$$N_3 = \mathbf{10\% = 0,1}$$

Exponenty Wöhlerových křivek

Exponenty závisí především na typu zatížení, materiálu a typu tepelného zpracování. Ozubení bude vyrobeno z oceli 14 220 (16MnCr5) ve stavu cementovaném a kaleném, což bude zároveň materiál pastorkových hřídelí. Výstupní hřídele budou vyrobeny z oceli 15 142 (42CrMo4) ve stavu zušlechťeném.

$$q_{14\ 220,ohyb} = 8,7 \quad [13]$$

$$q_{14\ 220,dotyk} = 13,2 \quad [13]$$

$$q_{15\ 142,ohyb} = 6,2 \quad [13]$$

$$q_{ložiska,bodový\ styk} = 3 \quad [2]$$

$$q_{ložiska,čárový\ styk} = 3,33 \quad [2]$$

Výpočet ekvivalentních točivých momentů [11]

$$T_{EKV,14\ 220,ohyb} = \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} &= {}^{q_{14\ 220,ohyb}}\sqrt{N_1 \cdot T_{vstup,1}^{q_{14\ 220,ohyb}} + N_2 \cdot T_{vstup,2}^{q_{14\ 220,ohyb}} + N_3 \cdot T_{vstup,3}^{q_{14\ 220,ohyb}}} = \\ &= {}^{8,7}\sqrt{0,4 \cdot 305^{8,7} + 0,5 \cdot 1016^{8,7} + 0,1 \cdot 1587^{8,7}} = \mathbf{1232\ Nm} \end{aligned}$$

$$T_{EKV,14\ 220,dotyk} = \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} &= {}^{q_{14\ 220,dotyk}}\sqrt{N_1 \cdot T_{vstup,1}^{q_{14\ 220,dotyk}} + N_2 \cdot T_{vstup,2}^{q_{14\ 220,dotyk}} + N_3 \cdot T_{vstup,3}^{q_{14\ 220,dotyk}}} = \\ &= {}^{13,2}\sqrt{0,4 \cdot 305^{13,2} + 0,5 \cdot 1016^{13,2} + 0,1 \cdot 1587^{13,2}} = \mathbf{1334\ Nm} \end{aligned}$$

$$T_{EKV,15\ 142,ohyb} = \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} &= {}^{q_{15\ 142,ohyb}}\sqrt{N_1 \cdot T_{vstup,1}^{q_{15\ 142,ohyb}} + N_2 \cdot T_{vstup,2}^{q_{15\ 142,ohyb}} + N_3 \cdot T_{vstup,3}^{q_{15\ 142,ohyb}}} = \\ &= {}^{6,2}\sqrt{0,4 \cdot 305^{6,2} + 0,5 \cdot 1016^{6,2} + 0,1 \cdot 1587^{6,2}} = \mathbf{1144\ Nm} \end{aligned}$$

$$T_{EKV,ložiska,bodový\ styk} = \quad (5.7)$$

$$= \sqrt[3]{N_1 \cdot T_{vstup,1}^{q_{lož,bod.}} + N_2 \cdot T_{vstup,2}^{q_{lož,bod.}} + N_3 \cdot T_{vstup,3}^{q_{lož,bod.}}} =$$

$$= \sqrt[3]{0,4 \cdot 305^3 + 0,5 \cdot 1016^3 + 0,1 \cdot 1587^3} = \mathbf{978\ Nm}$$

$$T_{EKV,ložiska,čárový\ styk} = \quad (5.8)$$

$$= \sqrt[3]{N_1 \cdot T_{vstup,1}^{q_{lož,čar.}} + N_2 \cdot T_{vstup,2}^{q_{lož,čar.}} + N_3 \cdot T_{vstup,3}^{q_{lož,čar.}}} =$$

$$= \sqrt[3]{0,4 \cdot 305^{3,33} + 0,5 \cdot 1016^{3,33} + 0,1 \cdot 1587^{3,33}} = \mathbf{1000\ Nm}$$

5.2 Určení maximálního zatížení

Pro statické výpočty hřídelí, spojů apod. se bude vycházet z maximálního momentu, který se při provozu vyskytuje tak, aby bylo zaručeno, že vlivem jednorázového přetížení nedojde ke křehkému lomu některé ze součástí. Maximální moment, který se v mechanismu vyskytuje je při „kontrování“ (dáno zadáním na základě měření a přepočteno v rovnici 5.3), tento moment je dokonce větší, než udávaný záběrový moment elektromotoru (rovněž dán zadáním). To může být dáno např. tím že elektromotor je ve skutečnosti o něco výkonnější, než je udávaná hodnota. Případně v tom můžou hrát roli dynamické síly při prudké změně směru jízdy. Při jeho použití jsme v každém případě na straně bezpečnosti.

$$T_{MAX} = \mathbf{1587\ Nm}$$

Pro výpočet ozubení budou použity ekvivalentní točivé momenty a respektováno pomocí součinitele největšího jednorázového přetížení K_{AS} . Součinitel vnějších dynamických sil K_A zohledňující typ pohonu a druh provozu je již začleněn do ekvivalentního momentu, bude tedy roven jedné. Výpočet ozubení bude proveden podle normy ČSN 01 4686. [12]

$$K_{AS,ohyb} = \frac{T_{MAX}}{T_{EKV,14\ 220,ohyb}} = \frac{1587}{1232} = \mathbf{1,3} \quad (5.9)$$

$$K_{AS,dotyk} = \frac{T_{MAX}}{T_{EKV,14\ 220,dotyk}} = \frac{1587}{1334} = \mathbf{1,2} \quad (5.10)$$

6. NÁVRH OZUBENÍ

Návrh ozubení velmi výrazně ovlivní vlastnosti převodovky. Její spolehlivost, hlučnost, buzení vibrací a další důležité parametry závisí především na dobře zvolené geometrii ozubení a použitých materiálech.

6.1 Ozubení prvního a druhého stupně

Na prvním stupni je zvoleno šikmé ozubení. Vzhledem k poměrně vysokým vstupním otáčkám (965 ot./min.) by byly přímé zuby pravděpodobně zdrojem značného hluku a vibrací. Úhel sklonu ozubení a jeho šířka byly navrženy tak, aby bylo dosaženo součtového součinitele trvání záběru ε_γ (+10%, viz příloha A).

Na druhém stupni je použito přímé ozubení. Vzhledem k poměrně nízkým otáčkám je buzení hluku malé, v případě použití šikmého ozubení by axiální síly byly již značné, což by znamenalo nutnost použití větších ložisek a bytelnějšího osového pojištění všech součástí. Z tohoto důvodu byly použity přímé zuby.

Veškeré použité ozubení má standardní profil dle ČSN [12]. Je vyrobeno z oceli 14 220 ve stavu cementovaném a kaleném, boky zubů jsou broušeny. Převodové poměry jednotlivých stupňů a konkrétní počty zubů všech ozubených kol byly navrženy tak, aby byly splněny zadané osově vzdálenosti a další konstrukční požadavky. Vzhledem k tomu, že se před druhým stupněm moment rozděluje na dvě větve (které budou díky diferenciálu vždy stejně zatížené), je výpočtový moment pro druhý stupeň:

$$T_{2,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{T_{EKV,14\ 220,ohyb}}{2} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OZ} = \frac{1232}{2} \cdot \frac{136}{22} \cdot 0,99 \cdot 0,98 =$$

$$= 3695\ Nm \quad (6.1)$$

$$T_{2,EKV,14\ 220,dotyk} = \frac{T_{EKV,14\ 220,dotyk}}{2} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OZ} = \frac{1334}{2} \cdot \frac{136}{22} \cdot 0,99 \cdot 0,98 =$$

$$= 4000\ Nm \quad (6.2)$$

Tab.1: Parametry ozubení prvního a druhého stupně

kolo	z	m_n [mm]	x	β [°]	B [mm]	s_f	s_H	σ_{FPmax} [MPa]	σ_{Fmax} [MPa]	σ_{HPmax} [MPa]	σ_{Hmax} [MPa]
1	22	4,5	0,375	8	62	2,72	1,26	1757	404	2600	1337
2	136		-0,149			2,67	1,36	1824	409		1433
3	16	9	0,432	0	115	4,73	1,35	1641	211		1082
4	90		-0,542			4,64	1,45	1557	211		1082

6.2 Ozubení diferenciálu

Diferenciál v navrhované převodovce má sloužit především ke kompenzaci opotřebení pojezdových kol. Je-li jedno kolo opotřebené více, než druhé, dochází ke značnému přetěžování celého hnacího systému jeřábu a dochází poté k předčasnému poškození některých jeho součástí. Diferenciál rovnoměrně rozloží moment na obě hnací větve a umožní jedné z nich rychlejší otáčení, čímž je přetěžování eliminováno. Vzhledem k tomu, že opotřebení kol a tedy rozdíl v rychlostech nebude v praxi příliš velký, dá se počítat s tím, že se diferenciál bude protáčet pouze velmi pomalu. Budou-li obě kola v dobrém stavu, nebude se diferenciál teoreticky protáčet vůbec.

Skutečnost, že se ozubení diferenciálu bude protáčet jenom velmi minimálně je důležitá při jeho návrhu. Tím pádem totiž nejsou příliš podstatné záběrové parametry těchto ozubených kol (součinitelé záběru, měrné skluzu, ...), ani kinematické parametry soukolí (počty zubů), ale především jejich konstrukční rozměry, smontovatelnost a statická pevnost. S ohledem na tuto skutečnost bylo ozubení také navrženo.

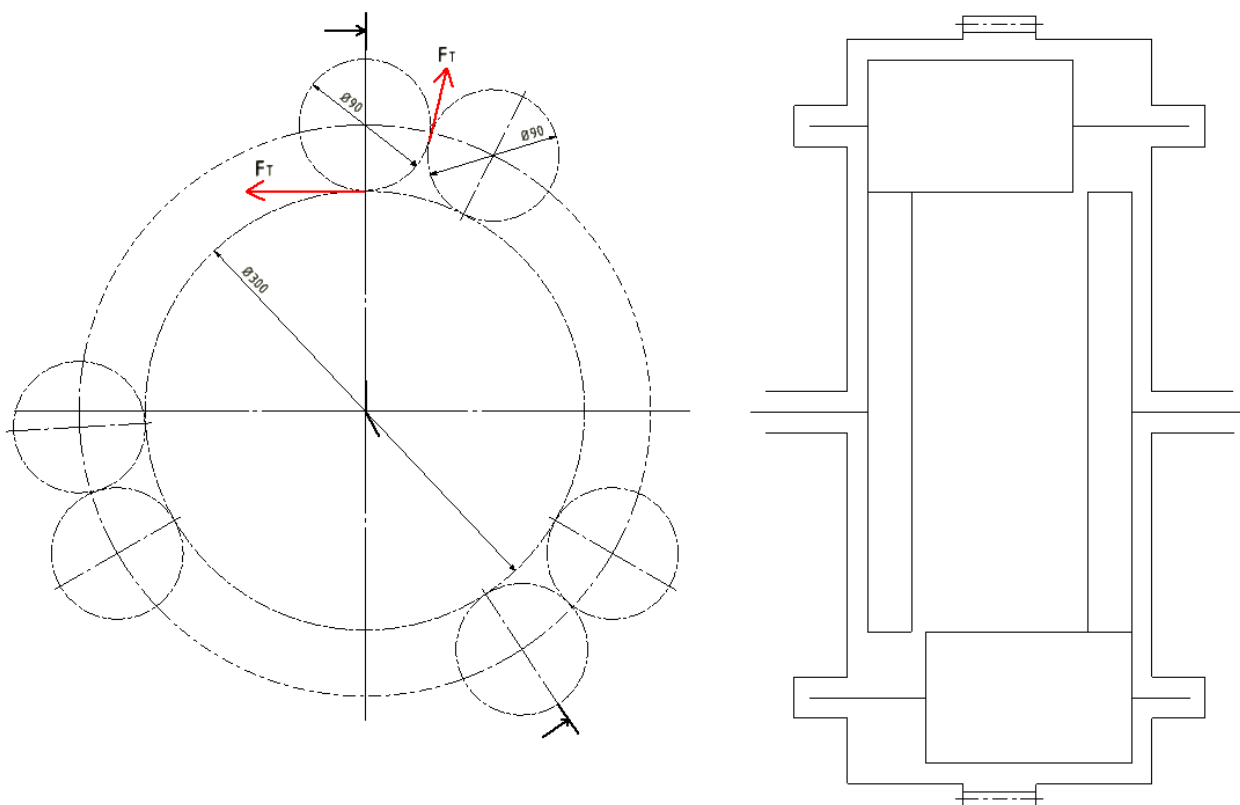
Tab.2: Parametry navrženého diferenciálu

Počet satelitů i_s	3 x 2
Modul m [mm]	5
Počet zubů satelitu z_s	18
Počet zubů centrálního kola z_c	60
Korekce pastorku a centrálního kola $x_s x_c$	nekorigováno
Úhel sklonu ozubení β [°]	0
Roztečný poloměr satelitu R_s [mm]	45
Roztečný poloměr centrálního kola R_c [mm]	150
Osová vzdálenost R [mm]	195

Výpočet celkové obvodové (tečné) síly:

$$F_{T,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{T_{2,EKV,14\ 220,ohyb}}{R_c} = \frac{3695}{0,15} = 24\ 633\ N \quad (6.3)$$

$$F_{T,EKV,14\ 220,dotyk} = \frac{T_{2,EKV,14\ 220,dotyk}}{R_c} = \frac{4000}{0,15} = 26\ 667\ N \quad (6.4)$$



Obr.10: Schéma navrženého diferenciálu

Výpočet obvodové síly na jeden satelit:

V diferenciálu je celkem šest satelitů, jednu větev tedy obstarávají celkem tři, proto bude celková obvodová síla vydělena třemi a vynásobena součinitelem nerovnoměrnosti rozložení sil mezi satelity $k_N = 1,2$. Hodnota tohoto součinitele byla stanovena po konzultaci s prof. Milošem Němčkem. Vypočtené obvodové síly je již možno dosadit do pevnostního výpočtu ozubení. Tyto síly budou působit jak mezi každým satelitem a centrálním kolem, tak i mezi oběma satelity v každé dvojici.

$$F_{TS,EKV,14\ 220,ohyb} = k_N \cdot \frac{F_{T,EKV,14\ 220,ohyb}}{i_s} = 1,2 \cdot \frac{24\ 633}{3} = \mathbf{9853\ N} \quad (6.5)$$

$$F_{TS,EKV,14\ 220,dotyk} = k_N \cdot \frac{F_{T,EKV,14\ 220,dotyk}}{i_s} = 1,2 \cdot \frac{26\ 667}{3} = \mathbf{10\ 667\ N} \quad (6.6)$$

Tab.3: *Parametry ozubení navrženého diferenciálu*

soukolí	kolo	B [mm]	s _F	s _H	σ _{FPmax} [MPa]	σ _{Fmax} [MPa]	σ _{HPmax} [MPa]	σ _{Hmax} [MPa]
Satelit - centr. kolo	SAT	40	4,42	1,28	1675	241	2600	1337
	CENTR		5,77	1,50	1648	187		1433
Satelit - satelit	SAT	60	6,18	1,32	1643	172		1111
	SAT		6,30	1,32		172		1111

6.3 Vyhodnocení kontroly ozubení

Obvykle se v literatuře [2][3] doporučuje, aby bezpečnost v dotyku s_H byla větší než cca 1,2, bezpečnost v ohybu by měla být výrazně větší, udává se minimální hodnota s_F cca 1,4 až 1,7. Jak je vidět z tabulek č. 1, 2 a 3, navržená soukolí tyto požadavky splňují.

Kontrola převodového poměru

$$u_{skut} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{136}{22} \cdot \frac{90}{16} = \mathbf{34,78} \quad (6.7)$$

$$\Delta_u = \left(1 - \frac{u_{skut}}{u}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{34,78}{35}\right) \cdot 100 = \mathbf{0,63\%} \quad (6.8)$$

Odchylka 0,63% od zadaného převodového poměru je velmi malá - počty zubů jsou vyhovující.

7. NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELÍ

Pevnostní kontrola hřídelí je jedním ze základních výpočtů prováděných při návrhu jakékoli převodovky. Obvykle je prováděna kontrola na únavu a kontrola na jednorázové přetížení.

Dále je potřeba provést kontrolu deformací hřídele v místech pod technologiemi - především průhyby pod ozubenými koly a úhly průhybů v ložiscích. Veškeré průběhy sil, ohybových momentů či deformací hřídelí byly vypočteny a následně vykresleny v prostředí Autodesk Inventor 2016. V této výpočtové zprávě jsou vykresleny pouze průběhy ohybových momentů, ostatní průběhy jsou uvedeny v přílohách této práce.

Povolené deformace [2]

$\delta_{D,12} = 0,01 \cdot m$ *povolený průhyb pod ozubeným kolem,*

$\nu_{d,oz} = 0,05^\circ$ *povolené natočení pod ozubeným kolem,*

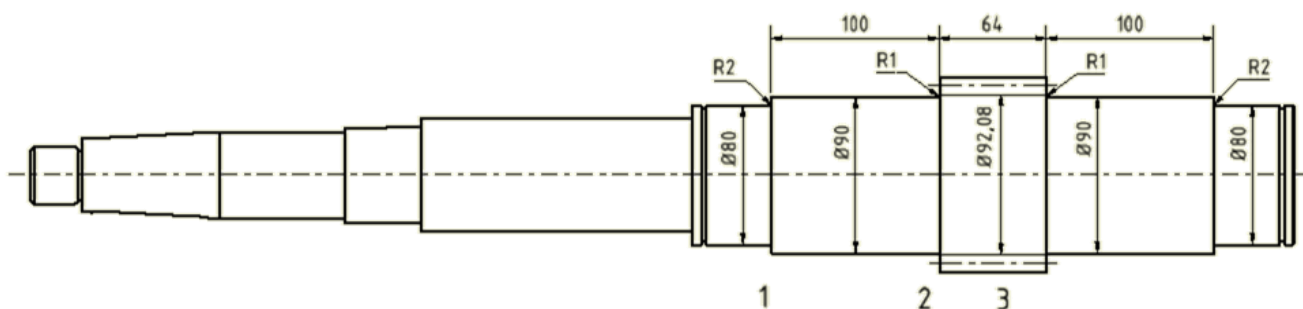
$\nu_{D,soud} = 1,5^\circ$ *povolené natočení v soudečkovém naklápěcím ložisku,*

$\nu_{D,kul} = 0,033^\circ$ *povolené natočení v jednořadém kuličkovém ložisku.*

Z uvedených průběhů je možno vyčíst, že veškerá deformační kritéria na hřídele jsou splněna.

7.1 Vstupní hřídel

Vstupní hřídel navrhované převodovky je poměrně specifická, je totiž poměrně štíhlá a dlouhá. Rozměry hřídele jsou do značné míry dány parametry, které není možné zcela ovlivnit, neboť vycházejí z konceptu skříně. První omezující podmínkou je zadaný rozměr kuželového konce, druhou patní průměr pastorku, který je do ní vyfrézovaný a třetí je šířka samotné skříně. Vzhledem ke značné délce hřídele a nemožnosti zvětšit její průměr bylo nutno přistoupit k podepření hřídele třemi ložisky, aby bylo minimalizováno ohybové namáhání a deformace. Hřídel bude kontrolována ve třech kritických místech - viz obr. 11. Tato místa byla vytipována jak na základě jejich tvaru (obr. 11), tak na základě průběhu ohybového momentu v těchto místech (obr. 14). Místa 1 a 2 jsou přechody mezi různými průměry. Místo 3 je střed ozubení vyfrézovaného do hřídele. Je to rovněž místo s největším ohybovým momentem. Pro všechna místa byl uvažován méně příznivý případ drsnosti povrchu - Ra 6,3, jelikož přechody průměrů, stejně jako patní přechody zubů, je složité dokončit na nižší drsnost.



Obr.11: Vstupní hřídel

Výpočet sil pro únavový výpočet [3]

$$F_{T,12,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{T_{EKV,14\ 220,ohyb}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{1232}{\frac{0,1}{2}} = \mathbf{24\ 640\ N} \quad (7.1)$$

$$F_{R,12,EKV,14\ 220,ohyb} = F_{T,12,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot \frac{tg\ \alpha}{\cos\ \beta} = 24\ 640 \cdot \frac{tg\ 20^\circ}{\cos\ 8^\circ} = \mathbf{9042\ N} \quad (7.2)$$

$$F_{A,12,EKV,14\ 220,ohyb} = F_{T,12,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot tg\ \beta = 24\ 640 \cdot tg\ 8^\circ = \mathbf{3463\ N} \quad (7.3)$$

$$M_{O,FA,12,EKV,14\ 220,ohyb} = F_{A,12,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot \frac{d_1}{2} = 3463 \cdot \frac{0,1}{2} = \mathbf{173\ Nm} \quad (7.4)$$

Výpočet sil pro statický výpočet [3]

$$F_{T,12,MAX} = \frac{T_{MAX}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{1587}{\frac{0,1}{2}} = \mathbf{31\ 740\ N} \quad (7.5)$$

$$F_{R,12,MAX} = F_{T,12,MAX} \cdot \frac{tg\ \alpha}{\cos\ \beta} = 31\ 740 \cdot \frac{tg\ 20^\circ}{\cos\ 8^\circ} = \mathbf{11\ 666\ N} \quad (7.6)$$

$$F_{A,12,MAX} = F_{T,12,MAX} \cdot tg\ \beta = 31\ 740 \cdot tg\ 8^\circ = \mathbf{4461\ N} \quad (7.7)$$

$$M_{O,FA,12,MAX} = F_{A,12,MAX} \cdot \frac{d_1}{2} = 4461 \cdot \frac{0,1}{2} = \mathbf{223\ Nm} \quad (7.8)$$

Materiál hřídele

Ocel 16MnCr5 (14 220), ozubení a plocha pod hřídelovým těsnícím kroužkem jsou cementovány a kaleny. Hodnota meze pevnosti a z ní přímo vycházející hodnota meze únavy jsou vztaženy na materiál ve stavu cementovaném a kaleném. Vzhledem k malé tloušťce cementované vrstvy se nepředpokládá velký rozdíl v těchto hodnotách v místech, která cementována nejsou. Z důvodu bezpečnosti zde však bude vyžadována vyšší hodnota výsledné únavové i statické bezpečnosti.

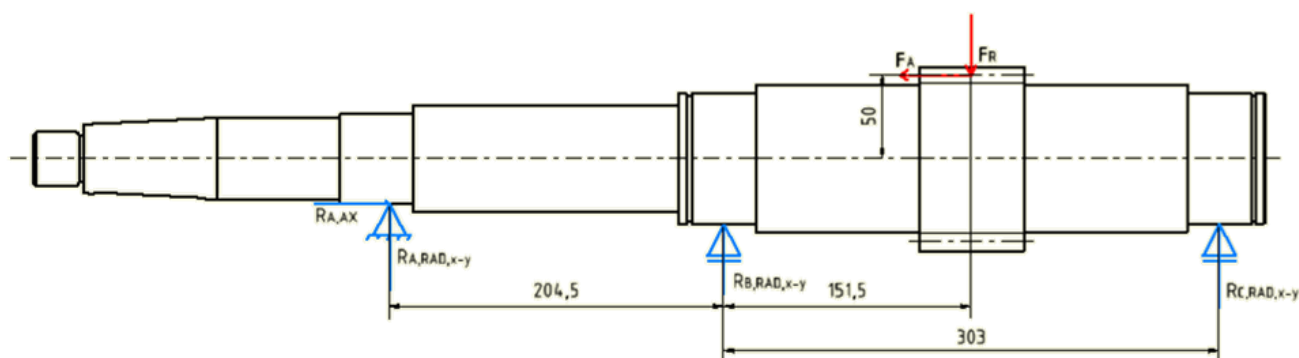
$$R_m = \mathbf{800\ MPa} \quad [14]$$

$$R_e = \mathbf{588\ MPa} \quad [15]$$

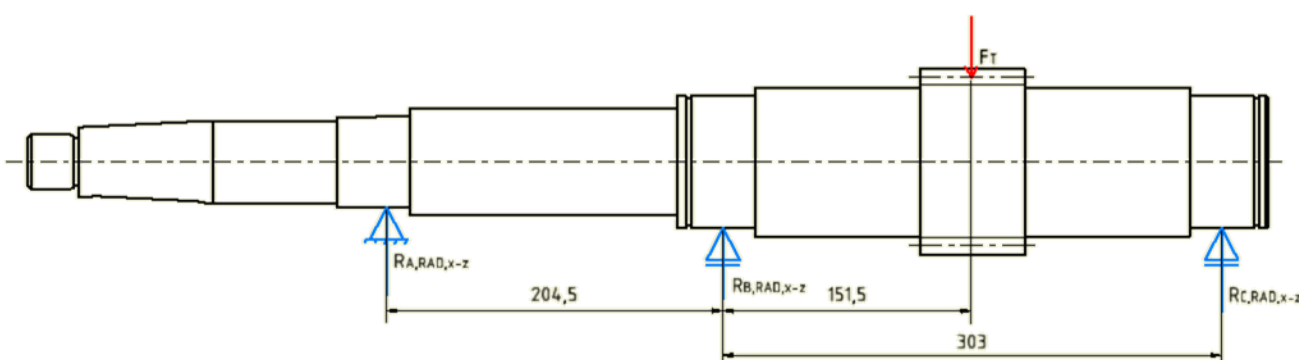
$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 800 = \mathbf{344\ MPa} \quad [4] \quad (7.9)$$

Působení sil na hřídel

Síly od ozubení působí na hřídel ve dvou rovinách. Tyto roviny jsou značeny jako x-y a x-z. Jak již bylo zmíněno výše, výpočet byl proveden pomocí Autodesk Inventor 2016. Ilustrační obrázky 12 a 13, stejně jako ukázkové vzorce č. 7.10 a 7.11 jsou proto uvedeny pouze pro vysvětlení principu.



Obr.12: Síly buzené ozubením v rovině x-y

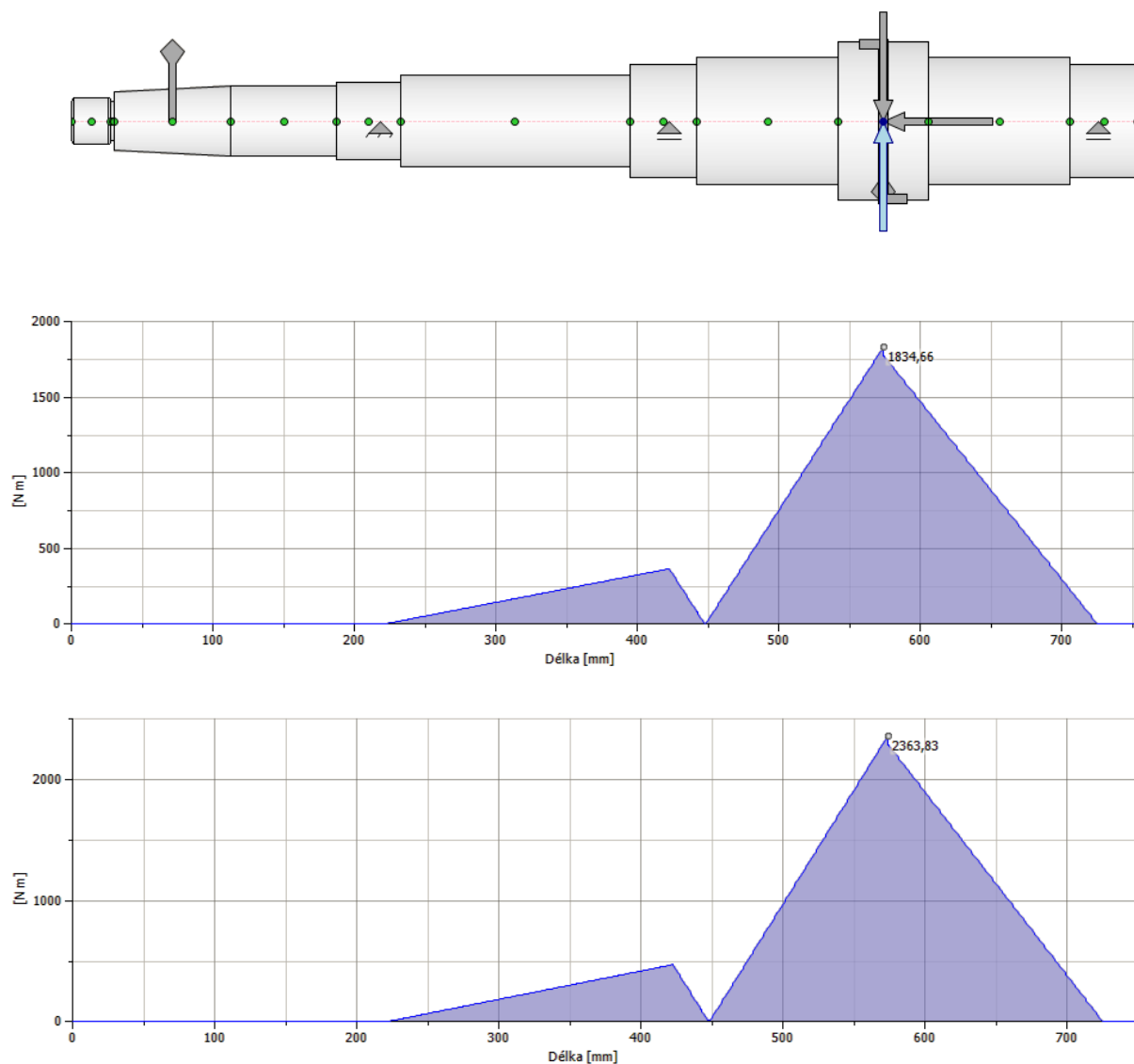


Obr.13: Síly buzené ozubením v rovině x-z

Poté, co je určeno zatížení, jsou v každé rovině vypočteny reakce v podporách a následně z nich průběhy ohybových momentů. Hodnoty ohybových momentů a hodnoty reakcí jsou následně sečteny pomocí Pythagorovy věty do výsledných hodnot se kterými se následně pracuje v dalších výpočtech. Průběhy na obr. 14 jsou právě tyto již sečtené výsledné hodnoty.

$$R_{A,rad} = \sqrt{R_{A,rad,x-y}^2 + R_{A,rad,x-z}^2} \quad (7.10)$$

$$M_O = \sqrt{M_{O,x-y}^2 + M_{O,x-z}^2} \quad (7.11)$$



Obr.14: Průběh ohybového momentu pro kontrolu na únavu (nahore) a pro statickou kontrolu (dole)

7.1.1 Statická kontrola vstupní hřídele

Napětí v krutu

$$\tau_{K,1,MAX} = \frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{1\,587\,000}{\frac{\pi \cdot 80^3}{16}} = 15,8 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$$\tau_{K,2,MAX} = \frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{1\,587\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{16}} = 11,1 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

$$\tau_{K,3,MAX} = \frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{1\,587\,000}{\frac{\pi \cdot 92,08^3}{16}} = 10,4 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

Součinitelé koncentrace napětí

$$\alpha_1 = 2,3 \quad [5]$$

$$\alpha_2 = 2,3 \quad [5]$$

$$\rho_3 = \rho^* \cdot m = 0,38 \cdot 4,5 = 1,71$$

$$\begin{aligned} \alpha_3 &= 6,083 - 14,775 \cdot \left(\frac{10 \cdot \rho_3}{d_f} \right) + 18,25 \cdot \left(\frac{10 \cdot \rho_3}{d_f} \right)^2 = \\ &= 6,083 - 14,775 \cdot \left(\frac{10 \cdot 1,71}{92,08} \right) + 18,25 \cdot \left(\frac{10 \cdot 1,71}{92,08} \right)^2 = 3,97 \quad [19] \end{aligned} \quad (7.15)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O,1,MAX} = \frac{M_{O,MAX,1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \cdot \alpha_1 = \frac{220\,000}{\frac{\pi \cdot 80^3}{32}} \cdot 2,3 = 10,1 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

$$\sigma_{O,2,MAX} = \frac{M_{O,MAX,2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \cdot \alpha_2 = \frac{1\,800\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}} \cdot 2,3 = 58 \text{ MPa} \quad (7.17)$$

$$\sigma_{O,3,MAX} = \frac{M_{O,MAX,3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} \cdot \alpha_3 = \frac{2\,363\,830}{\frac{\pi \cdot 92,08^3}{32}} \cdot 3,97 = 122 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

Redukovaná napětí

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{O,MAX,1}^2 + 4 \cdot \tau_{K,MAX,1}^2} = \sqrt{10,1^2 + 4 \cdot 15,8^2} = 33,2 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

$$\sigma_{RED2} = \sqrt{\sigma_{O,MAX,2}^2 + 4 \cdot \tau_{K,MAX,2}^2} = \sqrt{58^2 + 4 \cdot 11,1^2} = 62,1 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{\sigma_{O,MAX,3}^2 + 4 \cdot \tau_{K,MAX,3}^2} = \sqrt{122^2 + 4 \cdot 10,4^2} = 123,8 \text{ MPa} \quad (7.21)$$

Celkové statické bezpečnosti

$$k_{s,celk,1} = \frac{R_e}{\sigma_{RED1}} = \frac{588}{33,2} = 17,7 \quad (7.22)$$

$$k_{s,celk,2} = \frac{R_e}{\sigma_{RED2}} = \frac{588}{62,1} = 9,5 \quad (7.23)$$

$$k_{s,celk,3} = \frac{R_e}{\sigma_{RED3}} = \frac{588}{123,8} = 4,7 \quad (7.24)$$

Hodnota statické bezpečnosti by měla být vyšší, než cca 1,5, což je splněno ve všech kritických místech, hřídel tedy ze statického hlediska vyhovuje.

7.1.2 Dynamická kontrola vstupní hřídele

Vrubové součinitele [5]

$$\sqrt{A} = 0,25$$

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{2}}} = \mathbf{2,1} \quad (7.25)$$

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_2 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_2}}} = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{1}}} = \mathbf{2} \quad (7.26)$$

$$\beta_3 = 1 + \frac{\alpha_3 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_3}}} = 1 + \frac{3,97 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{1,71}}} = \mathbf{3,5} \quad (7.27)$$

Meze únavy v kritických místech [5]

$$\sigma_{C1}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_{V1} \cdot \eta_{P1}}{\beta_1} = 344 \cdot \frac{0,64 \cdot 0,75}{2,1} = \mathbf{78,6 MPa} \quad (7.28)$$

$$\sigma_{C2}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_{V2} \cdot \eta_{P2}}{\beta_2} = 344 \cdot \frac{0,63 \cdot 0,75}{2} = \mathbf{81,3 MPa} \quad (7.29)$$

$$\sigma_{C3}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_{V3} \cdot \eta_{P3}}{\beta_3} = 344 \cdot \frac{0,63 \cdot 0,75}{3,5} = \mathbf{46,4 MPa} \quad (7.30)$$

Ohybová napětí

$$\sigma_{O1,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{M_{O1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{170\ 000}{\frac{\pi \cdot 80^3}{32}} = \mathbf{3,4 MPa} \quad (7.31)$$

$$\sigma_{O2,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{M_{O2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{1\ 350\ 000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}} = \mathbf{18,9 MPa} \quad (7.32)$$

$$\sigma_{O3,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{M_{O3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{1\ 834\ 660}{\frac{\pi \cdot 92,08^3}{32}} = \mathbf{23,9 MPa} \quad (7.33)$$

Dynamické bezpečnosti

$$k_{D1} = \frac{\sigma_{C1}^*}{\sigma_{O1,EKV,14\ 220,ohyb}} = \frac{78,6}{3,4} = \mathbf{23,1} \quad (7.34)$$

$$k_{D2} = \frac{\sigma_{C2}^*}{\sigma_{O2,EKV,14\ 220,ohyb}} = \frac{81,3}{18,9} = \mathbf{4,3} \quad (7.35)$$

$$k_{D3} = \frac{\sigma_{C3}^*}{\sigma_{O3,EKV,14\ 220,ohyb}} = \frac{46,4}{23,9} = \mathbf{1,9} \quad (7.36)$$

Statické bezpečnosti v krutu

$$k_{s1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K1}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 588}{\frac{1\ 587\ 000}{\frac{\pi \cdot 80^3}{16}}} = \mathbf{21,5} \quad (7.37)$$

$$k_{s2} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K2}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 588}{\frac{1\ 587\ 000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{16}}} = \mathbf{30,6} \quad (7.38)$$

$$k_{s3} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K3}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 588}{\frac{1\ 587\ 000}{\frac{\pi \cdot 92,08^3}{16}}} = \mathbf{32,8} \quad (7.39)$$

Výsledné dynamické bezpečnosti

$$k_{V1} = \frac{k_{s1} \cdot k_{D1}}{\sqrt{k_{s1}^2 + k_{D1}^2}} = \frac{21,5 \cdot 23,1}{\sqrt{21,5^2 + 23,1^2}} = \mathbf{15,7} \quad (7.40)$$

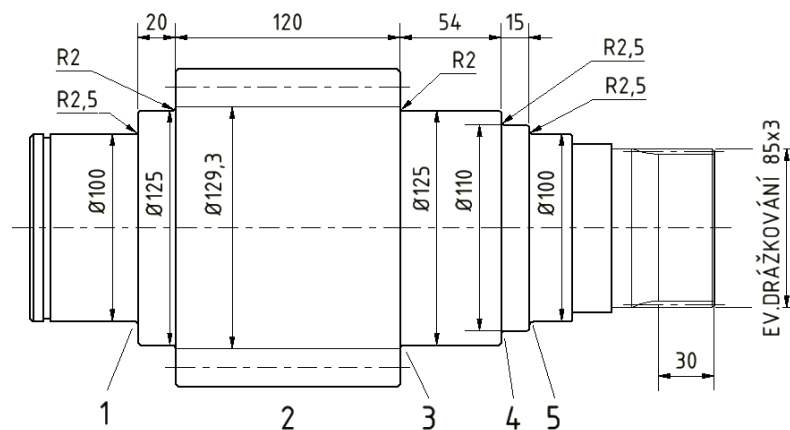
$$k_{V2} = \frac{k_{s2} \cdot k_{D2}}{\sqrt{k_{s2}^2 + k_{D2}^2}} = \frac{30,6 \cdot 4,3}{\sqrt{30,6^2 + 4,3^2}} = \mathbf{4,2} \quad (7.41)$$

$$k_{V3} = \frac{k_{s3} \cdot k_{D3}}{\sqrt{k_{s3}^2 + k_{D3}^2}} = \frac{32,8 \cdot 1,9}{\sqrt{32,8^2 + 1,9^2}} = \mathbf{1,9} \quad (7.42)$$

Hodnota výsledné dynamické bezpečnosti musí být vyšší, než **1,1**. [7] To je ve všech kritických místech hřídele splněno. Hřídel tedy vyhovuje i z hlediska únavy materiálu.

7.2 Předlohové hřídele

V převodovce se nachází dvě předlohové hřídele, které jsou identické a jsou i shodně uloženy a zatíženy. Výpočet tedy bude proveden pouze jednou. Na hřídel je přes evolventní drážkování přiváděn krouticí moment z diferenciálu. Centrální ozubené kolo diferenciálu nepůsobí na hřídel žádným ohybovým momentem, jelikož je souměrně obklopeno trojicí satelitů - síly se navzájem ruší. Jediné ohybové zatížení hřídele je od přímého ozubení, které je do ní vyfrézováno. Materiál předlohových hřídelí je stejný, jako materiál vstupní hřídele. Cementováno a kaleno je ozubení a evolventní drážkování.



Obr.15: Předlohová hřídel

Výpočet točivých momentů

$$T_{2,EKV,14\ 220,ohyb}' = T_{2,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot \eta_L = 3695 \cdot 0,99 = \mathbf{3658\ Nm} \quad (7.43)$$

$$T_{2,MAX}' = \frac{T_{MAX}}{2} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{OZ} = \frac{1\ 587\ 000}{2} \cdot \frac{136}{22} \cdot 0,99^2 \cdot 0,98^2 = \mathbf{4712\ Nm} \quad (7.44)$$

Výpočet sil pro únavový výpočet [3]

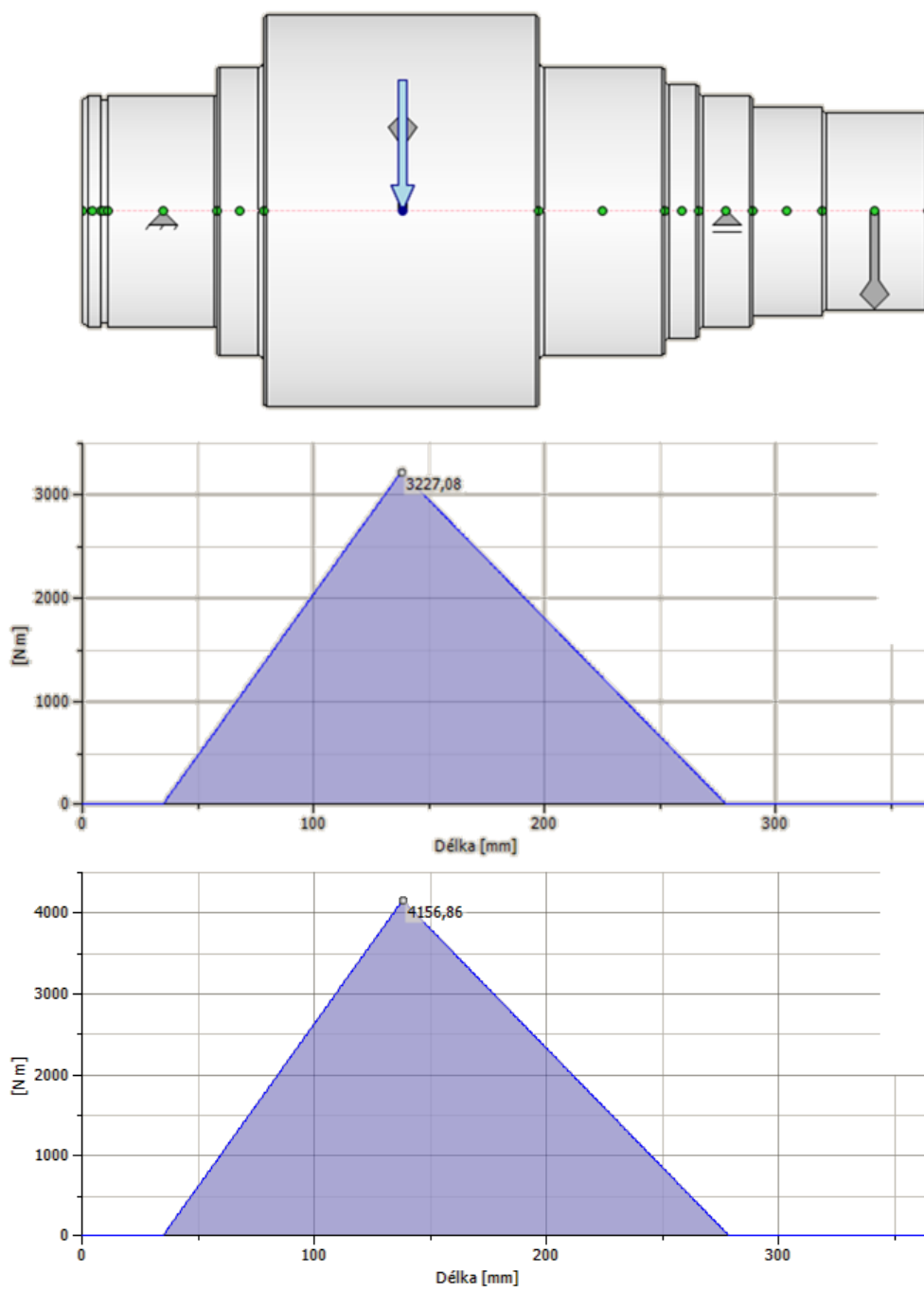
$$F_{T,34,EKV,14\ 220,ohyb} = \frac{T_{2,EKV,14\ 220,ohyb}'}{\frac{d_3}{2}} = \frac{3658}{\frac{0,144}{2}} = \mathbf{50\ 806\ N} \quad (7.45)$$

$$F_{R,34,EKV,14\ 220,ohyb} = F_{T,34,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 50\ 806 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} = \mathbf{18\ 492\ N} \quad (7.46)$$

Výpočet sil pro statický výpočet [3]

$$F_{T,34,MAX} = \frac{T_{2,MAX'}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{4712}{\frac{0,144}{2}} = 65\,444\,N \quad (7.47)$$

$$F_{R,34,MAX} = F_{T,34,MAX} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 65\,444 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 23\,820\,N \quad (7.48)$$



Obr.16: Průběh ohybového momentu pro kontrolu na únavu (nahore) a pro statickou kontrolu (dole)

Statická kontrola

Výpočet je založen na stejném principu jako u vstupní hřídele (kapitola 7.1.1), budou tedy vypsány pouze mezivýsledky a konečné hodnoty bezpečností (tab. 4).

Tab.4: Výsledky statické kontroly

MÍSTO	$\tau_{k,MAX}$ [MPa]	α	$M_{o,MAX}$ [Nm]	$\sigma_{o,MAX}$ [MPa]	σ_{RED} [MPa]	$k_{s,celk}$
1	0	2,5	937	23,9	23,9	24,6
2	11,1	3,6	4157	70,5	73,9	8
3	12,3	2,2	2430	27,9	37,2	15,8
4	18	2,3	796	14	38,6	15,2
5	24	2,3	460	10,8	49,2	12

Statické bezpečnosti jsou vyšší, než 1,5 - hřídel vyhovuje

Dynamická kontrola

Výpočet je srovnatelný s kontrolou na únavu vstupní hřídele (kapitola 7.2.2), vypočtené hodnoty budou tedy pouze zaneseny do tabulky (tab. 5)

Tab.5: Výsledky dynamické kontroly

MÍSTO	β	σ_c^* [MPa]	$M_{o,EKV,ohyb}$ [Nm]	$\sigma_{o,EKV,ohyb}$ [MPa]	k_D	k_s	k_v
1	2,3	67,3	647	6,6	10,2	-	10,2
2	3,3	46,9	3227	15,2	3,1	30,6	3
3	2	77,4	1896	9,9	7,8	27,6	7,5
4	2,1	73,7	690	5,3	13,9	18,8	11,2
5	2,1	73,7	355	3,6	20,5	14,1	11,6

Výsledné bezpečnosti jsou vyšší, než 1,1 [7] - hřídel vyhovuje

7.2.1 Kontrola evolventního drážkování předlokové hřídele [8]

Evolventní drážkování přenáší kroutící moment z centrálního kola diferenciálu na předlohou hřídel. Bylo využito z důvodu nedostačující pevnosti případného spoje těsným perem. Výroba evolventního drážkování je navíc pro společnost vyrábějící ozubení obvykle jednodušší, než výroba např. rovnobokého, či jemného drážkování.

Bylo zvoleno **EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 85 x 3** (27 zubů, oblá dna drážek, středění na boky zubů) dle ČSN 01 4952. Činná délka drážkování byla navržena 30 mm. Výpočet byl proveden pro maximální zatížení.

Rozměry drážkování

$$d_{f1} = D - 2,76 \cdot m = 85 - 2,76 \cdot 3 = \mathbf{76,7} \quad (7.49)$$

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 85 - 0,2 \cdot 3 = \mathbf{84,4} \quad (7.50)$$

$$d_{a2} = d_{f1} + 0,2 \cdot m = 76,7 + 0,2 \cdot 3 = \mathbf{77,3} \quad (7.51)$$

$$D_s = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{84,4 + 77,3}{2} = \mathbf{80,85} \quad (7.52)$$

Síla na jeden zub

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_{2,MAX'}}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 4\,712\,000}{0,5 \cdot 27 \cdot 80,85} = \mathbf{8634\,N} \quad (7.53)$$

Kontrola tlaku mezi boky zubů

$$p = \frac{2 \cdot F_1}{L \cdot (D_{a1} - d_{a2})} = \frac{2 \cdot 8634}{30 \cdot (84,4 - 77,3)} = \mathbf{81,1\,MPa} \quad (7.54)$$

Dovolený tlak ve spoji je cca **160 MPa** [5], což je více, než skutečný tlak p . Spoj tedy vyhovuje.

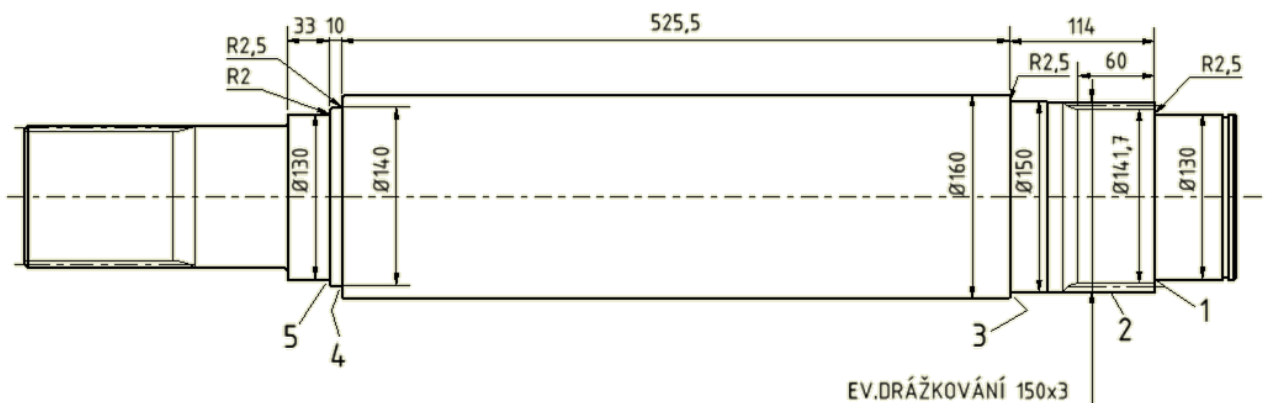
Kontrola patního průměru hřídele na krut

$$k_{s,DR,2} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{K,MAX,DR,2}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\frac{T_{2,MAX'}}{\frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16}}} = \frac{0,577 \cdot 588}{\frac{4\,712\,000}{\frac{\pi \cdot 76,7^3}{16}}} = \mathbf{6,4} \quad (7.55)$$

Hodnota statické bezpečnosti by měla být vyšší, než **1,5**. To je splněno, hřídel je tedy v tomto místě pevnostně vyhovující.

7.3 Pravá výstupní hřídel

Převodovka má dva výstupy a tedy i dvě výstupní hřídele. Tyto jsou si vizuálně dosti podobné, umístěním ozubeného kola a dalšími detaily se však liší, proto budou provedeny výpočty pro obě tyto hřídele. V obou případech je hřídel vyrobena z materiálu 15 142 (42CrMo4) ve stavu zušlechťeném. Síly od ozubení jsou rovněž stejné. Ozubená kola jsou v obou případech spojena s hřídelemi shodným evolventním drážkováním. Označením „pravá výstupní hřídel“ je myšlena výstupní hřídel na pravé straně při pohledu na čelo převodovky ze strany od výstupů. Ač jsou teoreticky síly působící na předlohou a výstupní hřídel stejné, vzhledem k tomu, že je výstupní hřídel vyrobena z jiného materiálu a má jiný exponent Wöhlerovy křivky, bude ekvivalentní zatížení odlišné.



Obr.17: Pravá výstupní hřídel

Výpočet točivých momentů

$$T_{3,EKV,15\ 142,ohyb} = T_{EKV,15\ 142,ohyb} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{OZ}^2 \cdot \eta_{BR} = \quad (7.56)$$

$$= \frac{1144}{2} \cdot \frac{136}{22} \cdot \frac{90}{16} \cdot 0,99^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 = \mathbf{18\ 160\ Nm}$$

$$T_{3,MAX} = T_{2,MAX}' \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{BR} = 4712 \cdot \frac{90}{16} \cdot 0,98 \cdot 0,97 = \mathbf{25\ 196\ Nm} \quad (7.57)$$

Výpočet sil pro únavový výpočet [3]

$$F_{T,34,EKV,15\ 142,ohyb} = \frac{T_{3,EKV,15\ 142,ohyb}}{\frac{d_4}{2}} = \frac{18\ 160}{\frac{0,81}{2}} = \mathbf{44\ 840\ N} \quad (7.58)$$

$$F_{R,34,EKV,15\ 142,ohyb} = F_{T,34,EKV,15\ 142,ohyb} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 44\ 840 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} = \mathbf{16\ 320\ N} \quad (7.59)$$

Síly pro statický výpočet budou stejné, jako v kapitole 7.2 (exponent W-křivky je neovlivňuje)

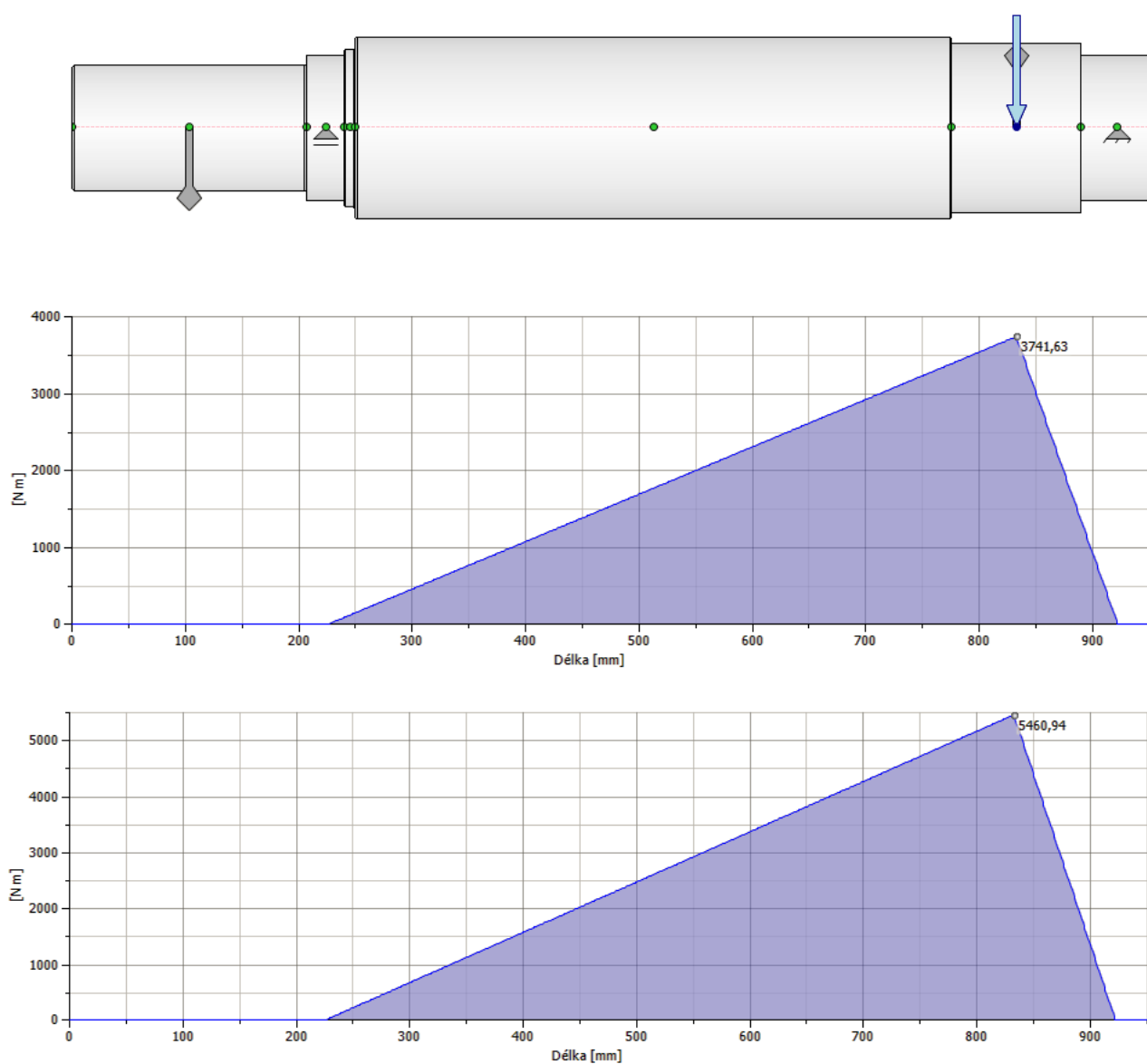
Materiál hřídele

Hřídel je vyrobena z oceli **42CrMo4 + QT (15 142.7)** ve stavu zušlechťeném.

$$R_m = 785 \text{ MPa} \quad [16]$$

$$R_e = 559 \text{ MPa} \quad [16]$$

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 785 = 338 \text{ MPa} \quad [4] \quad (7.60)$$



Obr.18: Průběh ohybového momentu pro kontrolu na únavu (nahore) a pro statickou kontrolu (dole)

Statická kontrola

Výpočet je založen na stejném principu jako u vstupní hřídele (kapitola 7.1.1), budou tedy vypsány pouze mezivýsledky a konečné hodnoty bezpečností (tab. 6).

Tab.6: Výsledky statické kontroly

MÍSTO	$\tau_{k,MAX}$ [MPa]	α	$M_{o,MAX}$ [Nm]	$\sigma_{o,MAX}$ [MPa]	σ_{RED} [MPa]	$k_{s,celk}$
1	0	2,4	2110	23,5	23,5	23,8
2	45,1	4,8	5461	93,8	130,1	4,3
3	38	2,3	4921	34,2	83,3	6,7
4	46,8	2,3	260	2,2	93,6	5,9
5	58,4	2,4	150	1,7	116,8	4,8

*Statické bezpečnosti jsou vyšší, než **1,5** - hřídel vyhovuje*

Dynamická kontrola

Výpočet je srovnatelný s kontrolou na únavu vstupní hřídele (kapitola 7.2.2), vypočtené hodnoty budou tedy pouze zaneseny do tabulky (tab. 7)

Tab.7: Výsledky dynamické kontroly

MÍSTO	β	σ_c^* [MPa]	$M_{o,EKV,ohyb}$ [Nm]	$\sigma_{o,EKV,ohyb}$ [MPa]	k_D	k_s	k_v
1	2,2	66,8	1372	6,4	10,4	-	10,4
2	4,1	35,9	3742	13,4	2,7	7,1	2,5
3	2,1	70	3401	10,3	6,8	8,4	5,3
4	2,1	70	172	0,6	117	6,9	6,9
5	2,2	66,8	91	0,4	167	5,5	5,5

*Výsledné bezpečnosti jsou vyšší, než **1,1** [7] - hřídel vyhovuje*

Kontrola evolventního drážkování výstupní hřídele [8]

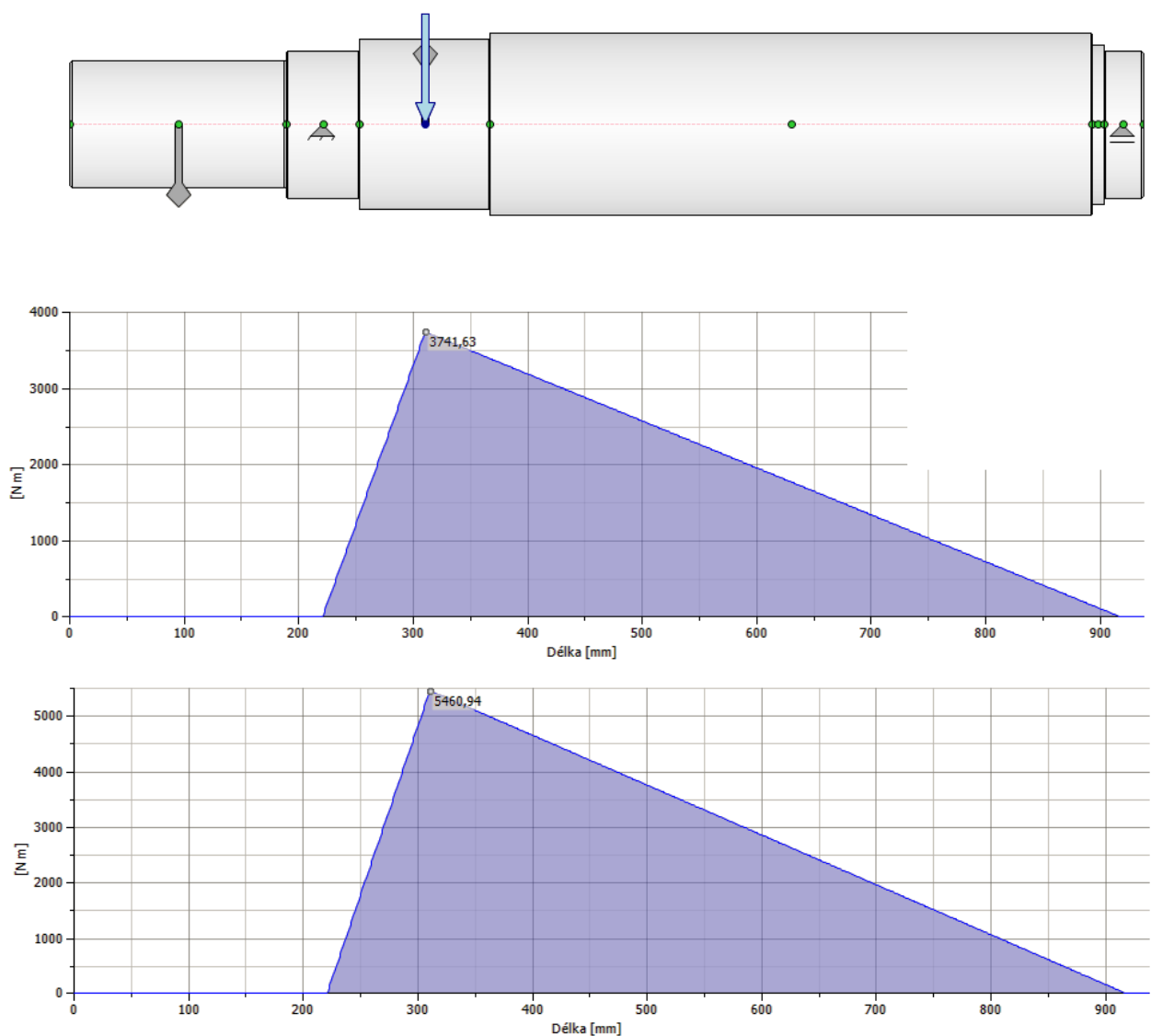
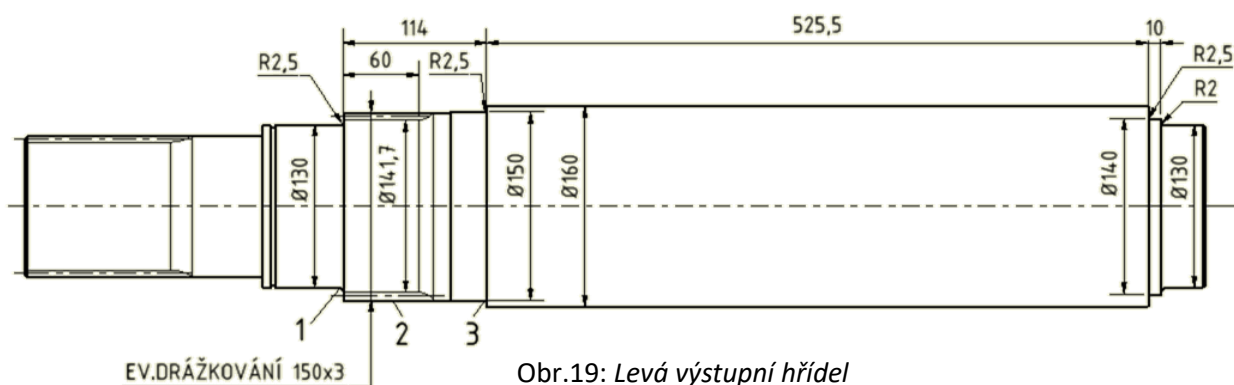
Je použito evolventní drážkování 150 x 3 (48 zubů) o činné délce **60 mm**. Drážkování má zaoblená dna drážek a středěné je na boky zubů. Postup výpočtu je shodný s kapitolou 7.2 - bude tedy uveden pouze výsledek kontroly tlaku mezi boky zubů.

$$p = \frac{2 \cdot F_1}{L \cdot (D_{a1} - d_{a2})} = \frac{2 \cdot 14\,390}{60 \cdot (149,4 - 142,3)} = \mathbf{67,6\,MPa} \quad (7.61)$$

*Dovolený tlak ve spoji je cca **160 MPa**, [5] což je více, než skutečný tlak p . Spoj tedy vyhovuje.*

7.4 Levá výstupní hřídel

Levá výstupní hřídel je tvarově velmi podobná hřídeli pravé. Je vyrobena ze stejného materiálu, je zatížena stejnými silami, evolventní drážkování spojující ji s ozubeným kolem je rovněž stejné.



Statická kontrola

Výpočet je založen na stejném principu jako u vstupní hřídele (kapitola 7.1.1), budou tedy vypsány pouze mezivýsledky a konečné hodnoty bezpečností (tab. 8).

Tab.8: Výsledky statické kontroly

MÍSTO	$\tau_{K,MAX}$ [MPa]	α	$M_{o,MAX}$ [Nm]	$\sigma_{o,MAX}$ [MPa]	σ_{RED} [MPa]	$k_{s,celk}$
1	58,4	2,4	2110	23,5	119	4,7
2	45,1	4,8	5461	93,8	130,1	4,3
3	38	2,3	4921	34,2	83,3	6,7

Statické bezpečnosti jsou vyšší, než 1,5 - hřídel vyhovuje

Dynamická kontrola

Výpočet je srovnatelný s kontrolou na únavu vstupní hřídele (kapitola 7.2.2), vypočtené hodnoty budou tedy pouze zaneseny do tabulky (tab. 9)

Tab.9: Výsledky dynamické kontroly

MÍSTO	β	σ_c^* [MPa]	$M_{o,EKV,ohyb}$ [Nm]	$\sigma_{o,EKV,ohyb}$ [MPa]	k_D	k_s	k_v
1	2,2	66,8	1372	6,4	10,4	5,5	4,8
2	4,1	35,9	3742	13,4	2,7	7,1	2,5
3	2,1	70	3401	10,3	6,8	8,4	5,3

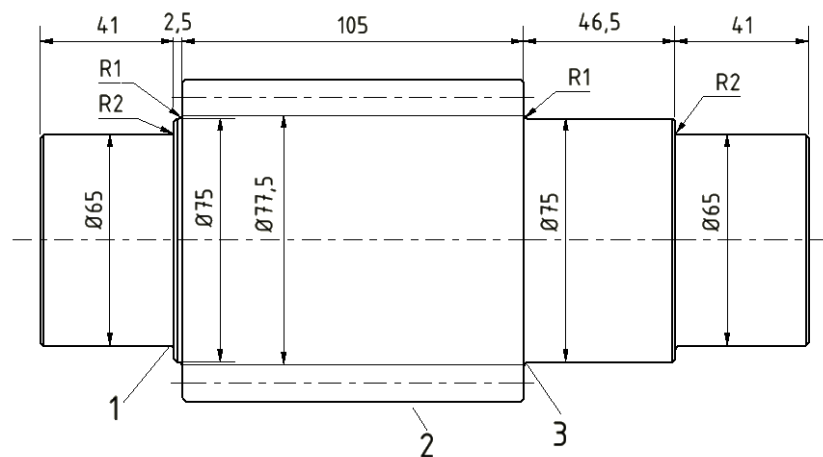
Výsledné bezpečnosti jsou vyšší, než 1,1 [7]- hřídel vyhovuje

Kontrola evolventního drážkování [8]

Evolventní drážkování spojovací náboj ozubeného kola s hřídelí je totožné s drážkováním na pravé výstupní hřídeli (kap. 7.3). Jelikož je i zatížení tohoto místa stejné, je možné prohlásit jej za vyhovující.

7.5 Pastorkové hřídele diferenciálu

V diferenciálu se (jak již bylo zmíněno výše) nachází tři dvojice satelitů. Vždy zabírají dva satelity do sebe a každý pak do jednoho centrálního kola diferenciálu. Satelity mají podobu krátkých pastorkových hřídelí - je do nich vyfrézováno přímé čelní ozubení. Všechny satelity jsou identické, výpočet tedy bude proveden pro pouze jednu hřídel, jelikož i silová působení jsou na všechny hřídele stejná. Satelity z principu do sebe nezabírají celou délkou ozubení - ale pouze částí. Další část ozubení zabírá do centrálního kola a část (5 mm) nezabírá vůbec, jelikož musí být ponechána vůle mezi druhým pastorkem a centrálním kolem. V případě, že budou pojezdová kola jeřábu stejně opotřebena a diferenciál tedy nebude v chodu, bude zatížení hřídelí čistě statické (ohyb a krut). V případě, že se diferenciál začne protáčet, bude se jednat o střídavý ohyb a statický krut.



Obr.21: Pastorková hřídel diferenciálu

Materiálové vlastnosti:

Hřídel je vyrobena z oceli 14 220. Ozubení a plochy pro uložení kluzných pouzder jsou cementovány a kaleny. Materiálové vlastnosti jsou tedy stejné, jako u vstupní a předlokové hřídele (kap. 7.1 a 7.2).

$$R_m = 800 \text{ MPa}$$

$$R_e = 588 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 800 = 344 \text{ MPa}$$

Výpočet sil pro únavový výpočet [3]

Výpočet vychází z tečné síly počítané dle vztahu 5.2.

$$F_{TS,EKV,14\ 220,ohyb} = 9853 \text{ N}$$

$$F_{RS,EKV,14\ 220,ohyb} = F_{TS,EKV,14\ 220,ohyb} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 9853 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 3586 \text{ N} \quad (7.62)$$

Výpočet sil pro statický výpočet [3]

Výpočet je obdobou toho v kapitole 6.2, pouze počítá s jinými hodnotami.

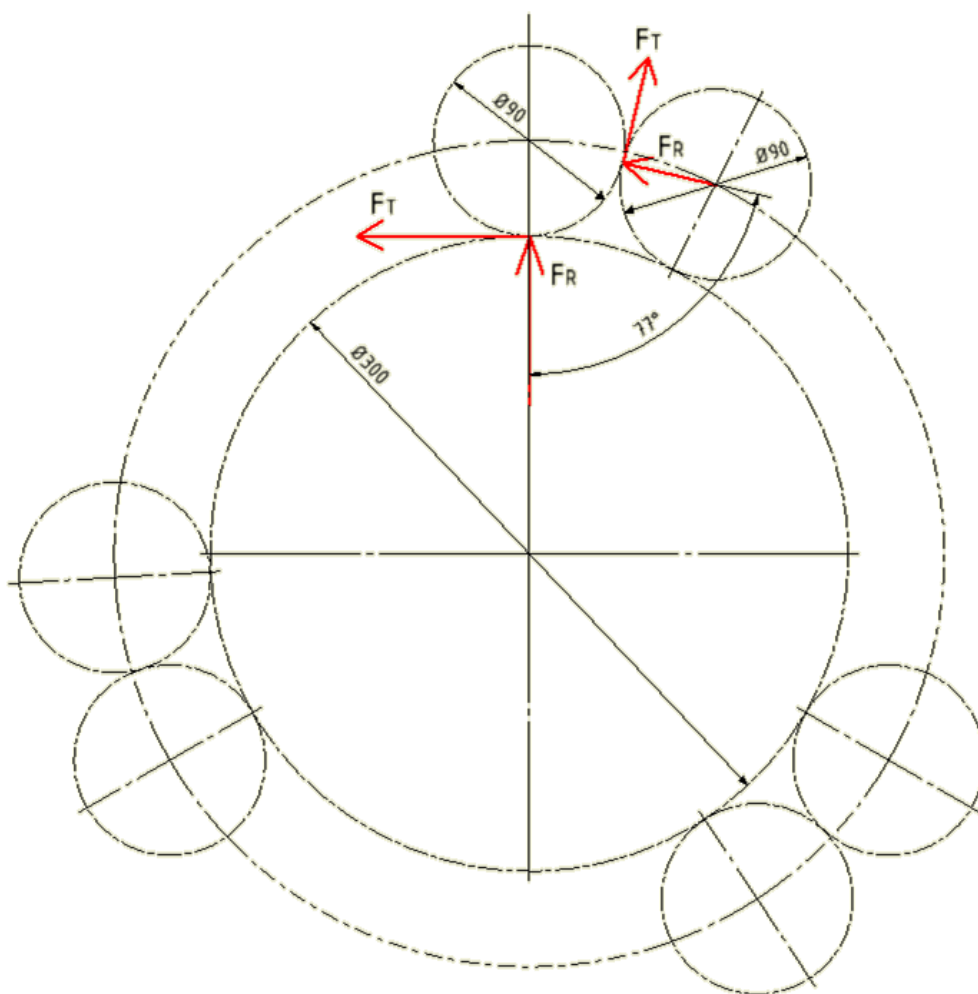
$$T_{2,MAX} = \frac{T_{MAX}}{2} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OZ} = \frac{1587}{2} \cdot \frac{136}{22} \cdot 0,99 \cdot 0,9 = \mathbf{4759 Nm} \quad (7.63)$$

$$F_{T,MAX} = \frac{T_{2,MAX}}{R_C} = \frac{4759}{0,15} = \mathbf{31\,727 N} \quad (7.64)$$

$$F_{TS,MAX} = k_N \cdot \frac{F_{T,MAX}}{i_s} = 1,2 \cdot \frac{31\,727}{3} = \mathbf{12\,691 N} \quad (7.65)$$

$$F_{RS,MAX} = F_{TS,MAX} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 12\,691 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} = \mathbf{4619 N} \quad (7.66)$$

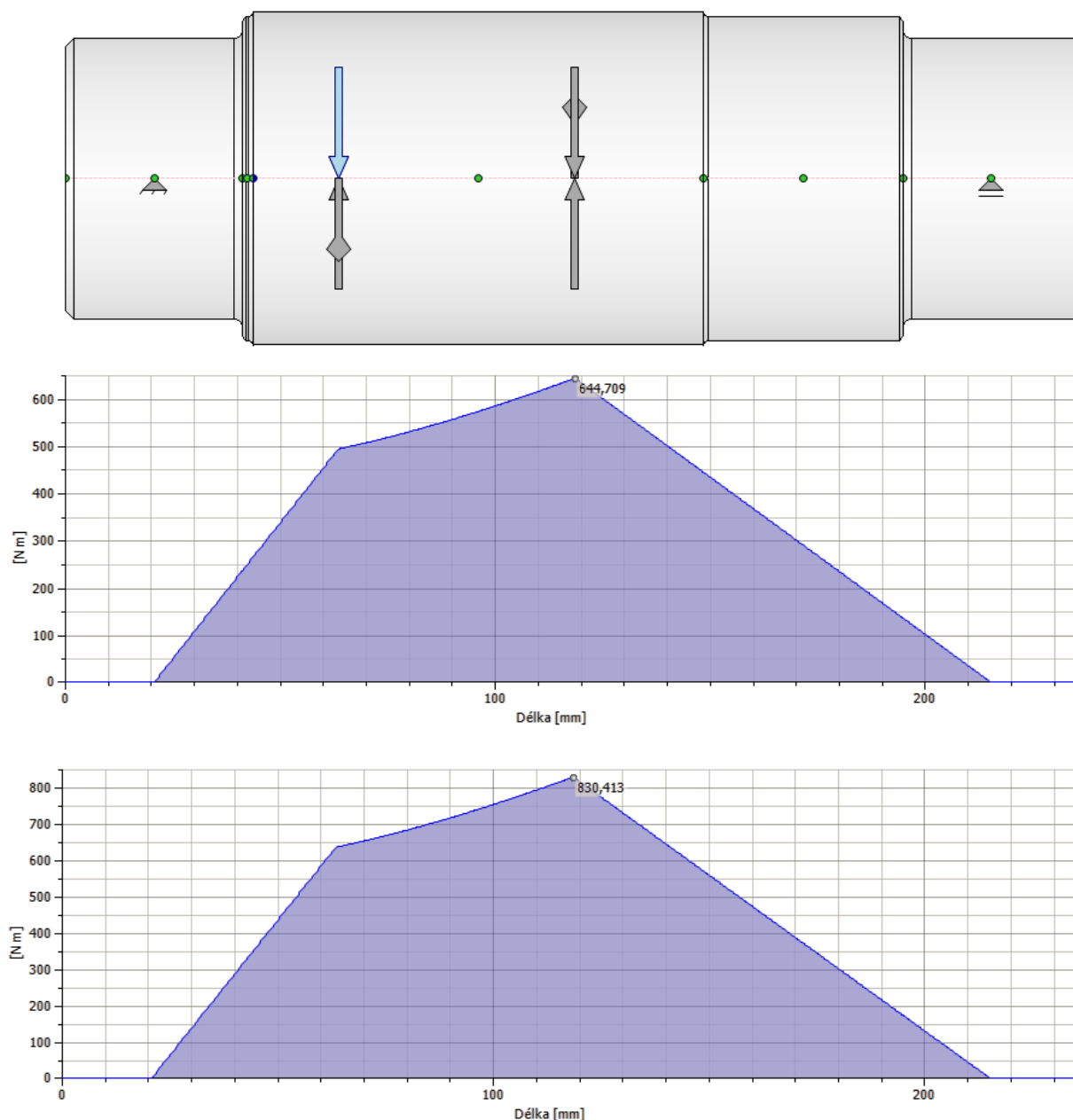
$$M_{S,MAX} = F_{TS,MAX} \cdot \frac{D_S}{2} = 12\,691 \cdot \frac{0,09}{2} = \mathbf{571 Nm} \quad (7.67)$$



Obr.22: Silové působení na pastorkovou hřídel diferenciálu

Silové působení na pastorkovou hřídel

Tím, že pastorek zabírá najednou do dvou ozubených kol, vyskytují se zde dvě sady sil. Tečné síly musí mít pro zachování rovnováhy stejnou velikost a vzhledem k tomu, že se jedná o jedno ozubení, budou z toho vycházející radiální síly rovněž stejně velké. Pouze směr, ze kterého síly působí bude pro každé soukolí jiný. Úhly mezi silami byly odečteny graficky (obr. 22). Jejich působištěm je vždy střed záběru daného soukolí. Reakce byly umístěny doprostřed kluzných pouzder. [2]



Obr.23: Průběh ohybového momentu pro kontrolu na únavu (nahore) a pro statickou kontrolu (dole)

Statická kontrola

Výpočet je založen na stejném principu jako u vstupní hřídele (kapitola 7.1.1), budou tedy vypsány pouze mezivýsledky a konečné hodnoty bezpečností (tab. 10).

Tab.10: Výsledky statické kontroly

MÍSTO	$\tau_{k,MAX}$ [MPa]	α	$M_{o,MAX}$ [Nm]	$\sigma_{o,MAX}$ [MPa]	σ_{RED} [MPa]	$k_{s,celk}$
1	0	2,3	304	25,9	25,9	22,7
2	6,2	3,6	830	65,4	66,6	8,8
3	0	2,2	574	30,5	30,5	19,3

Statické bezpečnosti jsou vyšší, než 1,5 - hřídel vyhovuje

Dynamická kontrola

Výpočet je srovnatelný s kontrolou na únavu vstupní hřídele (kapitola 7.2.2), vypočtené hodnoty budou tedy pouze zaneseny do tabulky (tab. 11)

Tab.11: Výsledky dynamické kontroly

MÍSTO	β	σ_c^* [MPa]	$M_{o,EKV,ohyb}$ [Nm]	$\sigma_{o,EKV,ohyb}$ [MPa]	k_D	k_s	k_v
1	2,1	78,6	236	8,8	8,9	-	8,9
2	3,2	51,6	645	14,1	3,6	54	3,6
3	2,0	82,6	445	10,7	7,7	-	7,7

Výsledné bezpečnosti jsou vyšší, než 1,1 [7]- hřídel vyhovuje

7.6 Vyhodnocení kontroly hřídelí

Z výsledků kontrol všech hřídelí je možno vyčíst nejen to, že hřídele pevnostně vyhovují, ale také, že jsou poměrně naddimenzované. Při jejich konstrukci byl však dbán důraz především na jejich tuhost. Poddajné hřídele mohou být příčinou závad ozubení či ložisek a potažmo tedy úplného vyřazení převodovky z provozu. Jejich rozměry byly také často určeny z konstrukčních, nikoli z početních důvodů. Volba materiálů hřídelí byla rovněž převážně ovlivněna vnějšími vlivy (ozubení pastorků, drážkování na výstupu). Sporné může být určení souč. koncentrace napětí α dle vzorce 7.12. Tento byl použit jak na místech s evolventním drážkováním, tak s vyfrézovaným ozubením. Vzorec je určen primárně pro hřídele s rovnobokým drážkováním. Jelikož však nebyl v literatuře nalezen vhodnější zdroj a jelikož se předpokládá větší vrubový účinek rovnobokého drážkování, než u evolventního drážkování⁵ či ozubení, bylo přikročeno k univerzálnímu použití tohoto vzorce.

8. NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK

Ložiska jsou velmi důležitou součástí každého rotačního stroje. Kvalita jejich návrhu, výroby, montáže a provozování do značné míry ovlivní trvanlivost, popř. i životnost celého zařízení. V navrhované převodovce jsou ložiska různých typů, která jsou zatížena různými způsoby. Jejich požadovaná životnost byla dle požadavků zadavatele a doporučení literatury [9] stanovena na cca 15 000 hod.

Určení zatížení každého ložiska (velikost reakcí v podpěrách) bylo provedeno, stejně jako ostatní silové průběhy na hřídelích, v prostředí Autodesk Inventor 2016. Tyto průběhy na všech hřídelích jsou uvedeny v přílohách.

Ložiska vstupní hřídele

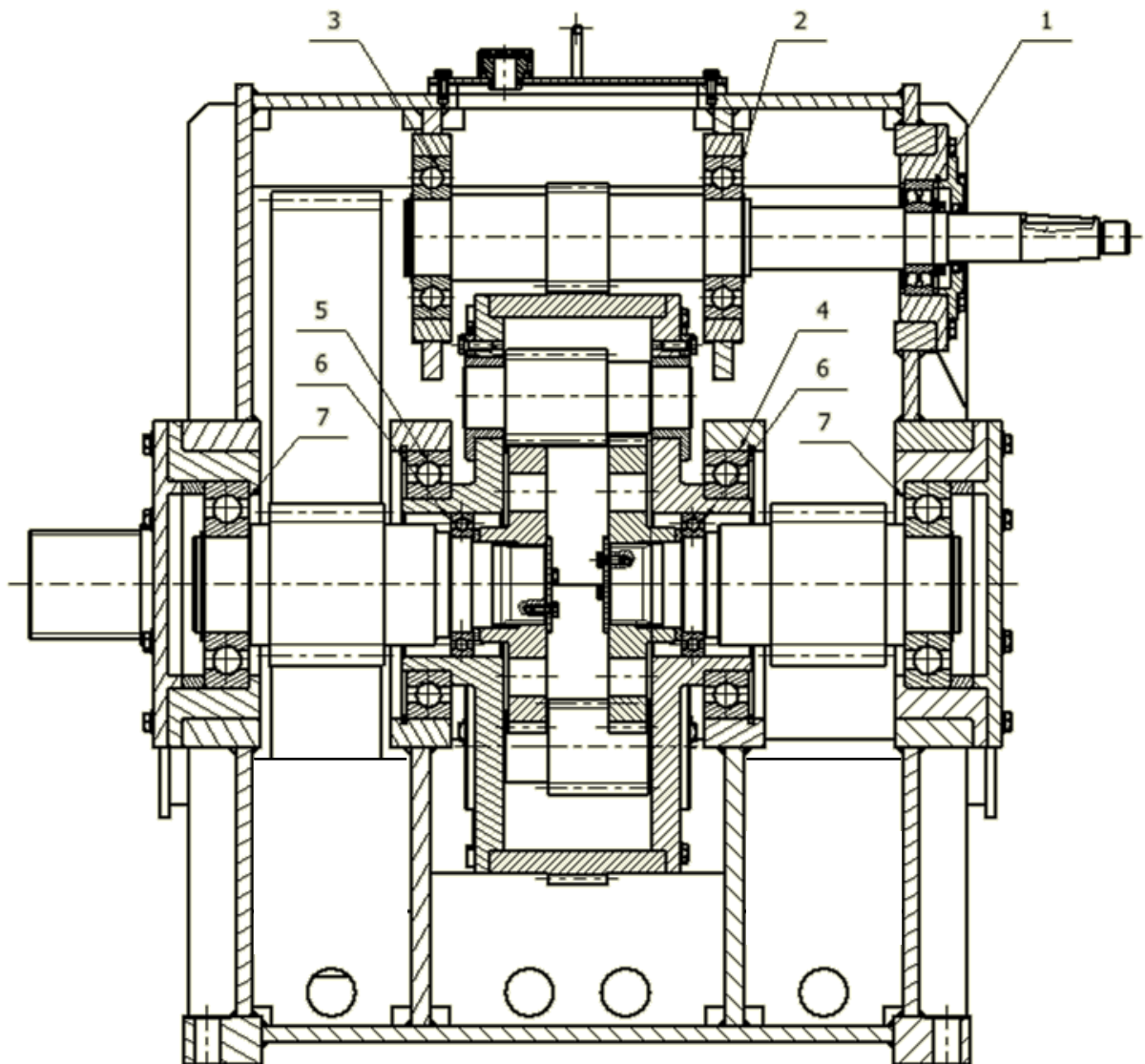
Jak již bylo zmíněno výše, vstupní hřídel je pro svou značnou štíhlost podepřena třemi ložisky. Základem jsou dvě běžná kuličková ložiska 6316 přenášející naprostou většinu radiálních sil od ozubení. Třetí ložisko se nachází v blízkosti kuželového konce hřídele a byly na něj kladeny následující požadavky:

- přenos axiálních sil od ozubení
- schopnost přenést značné radiální síly v případě, že by jimi byl kuželový konec zatížen

Tyto parametry nejlépe splňuje zvolené dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko 21311.

Vnější ložiska diferenciálu a ložiska předlohových hřídelí

Z konstrukčních důvodů je diferenciál uložen v poměrně velkých kuličkových ložiscích 6036, které přenáší veškeré síly působící na diferenciál. Předlohové hřídele jsou uloženy na vnější straně v kuličkovém ložisku 6320 přenášejícím většinu radiálních sil a na vnitřní straně v ložisku 6020. Toto ložisko je uloženo přímo v unašeči diferenciálu - vnitřní a vnější kroužek se tedy vůči sobě budou otáčet pouze velmi pomalu, popř. vůbec. U tohoto ložiska je tedy počítána pouze statická bezpečnost pro pomalé otáčení. Axiální síly se na předlohové hřídeli nevyskytují.



Obr.24: Svislý řez skříní s čísly ložisek

Kluzná ložiska diferenciálu

Kluzná pouzdra nejlépe splňují tyto požadavky:

- vhodnost pro pomalé otáčení,
- malý vnější průměr ložiska.

Kontrola kluzných pouzder na tlak při maximálním zatížení:

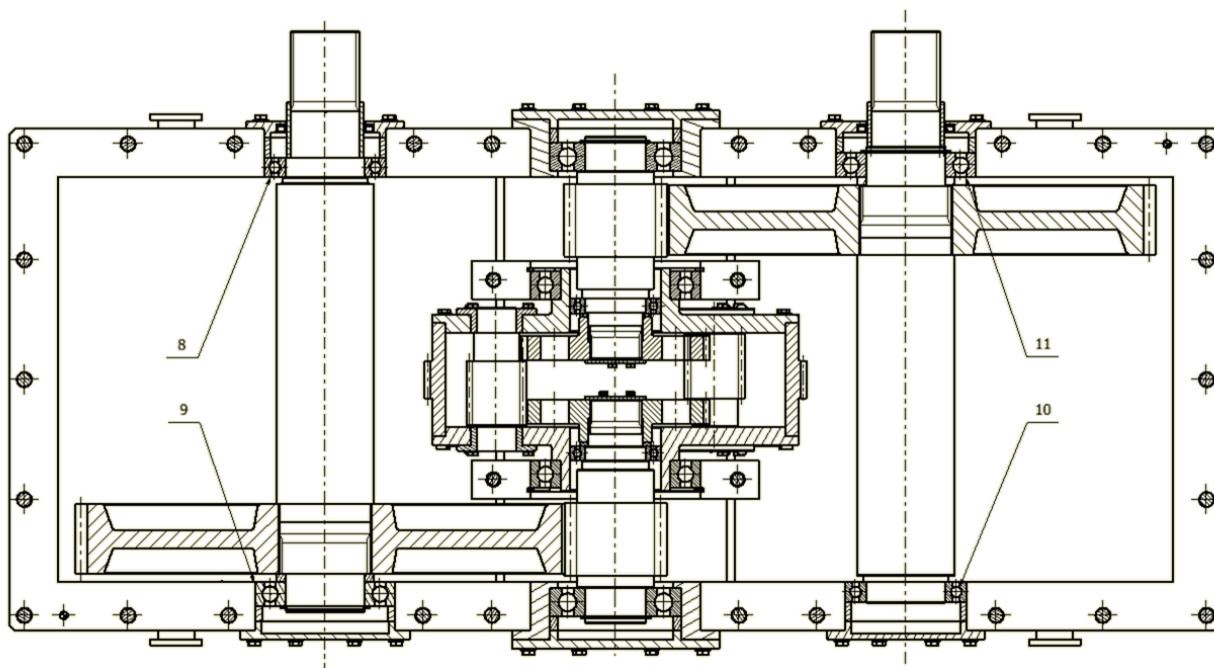
vnitřní průměr **d = 65**, styčná plocha mezi pouzdem a hřídelí **L = 40**, dovolený tlak **p_D = 12 MPa** [2]

$$F_{R,MAX} = 14\,838\,N \quad (\text{viz příloha M})$$

$$p_{MAX} = \frac{F_{R,MAX}}{L \cdot d} = \frac{14\,838}{40 \cdot 65} = 5,7\,MPa \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8.1)$$

Ložiska výstupních hřídelí

Na ložiska výstupních hřídelí nejsou kladeny žádné zvláštní požadavky. Teoreticky nepřenáší žádné axiální síly a ani radiální síly na ně působící nejsou příliš velké. Použitá ložiska jsou na obou hřídelích stejná - vždy se u ozubeného kola nachází větší kuličkové ložisko 6226 přenášející většinu radiálních sil od ozubení a na vzdálenější straně od ozubeného kola je menší ložisko 6026.



Obr.25: Řez dělicí rovinou skříně s čísly ložisek

Jak bylo zmíněno výše, minimální požadovaná životnost ložisek je cca 15 000 hod. Některá použitá ložiska se mohou se svou násobně vyšší trvanlivostí zdát předimenzovaná. Tato ložiska však byla vybrána z důvodu konstrukčních rozměrů, nikoli trvanlivosti. Výpočet sil zatěžující ložiska byl proveden ve stejném duchu, jako předchozí dynamické výpočty - byl určen ekvivalentní moment pro exponent Wöhlerovy křivky pro ložiska $q = 3$ (3,33), ten byl následně s použitím převodových poměrů a účinností přepočítáván pro jednotlivé hřídele.

U ložisek vstupní hřídele a vnějších ložisek diferenciálu byly spočítány dílčí trvanlivosti pro předpoklad, že se hřídel otáčí **50% času na jednu a 50% času na druhou stranu**, což se dá u mostového jeřábu očekávat. V této situaci se totiž drobně mění silové poměry na hřídelích. U ostatních hřídelí toto nehraje roli. Vzhledem k podobnosti výpočtů bude pro ukázkou předveden pouze výpočet sil pro dvojici kuličkových ložisek na vstupní hřídeli. Trvanlivosti ložisek jsou poté vypočteny on-line kalkulačkou na webu výrobce ložisek [18]. Ostatní hodnoty jsou zaneseny do tabulky (tab. 12).

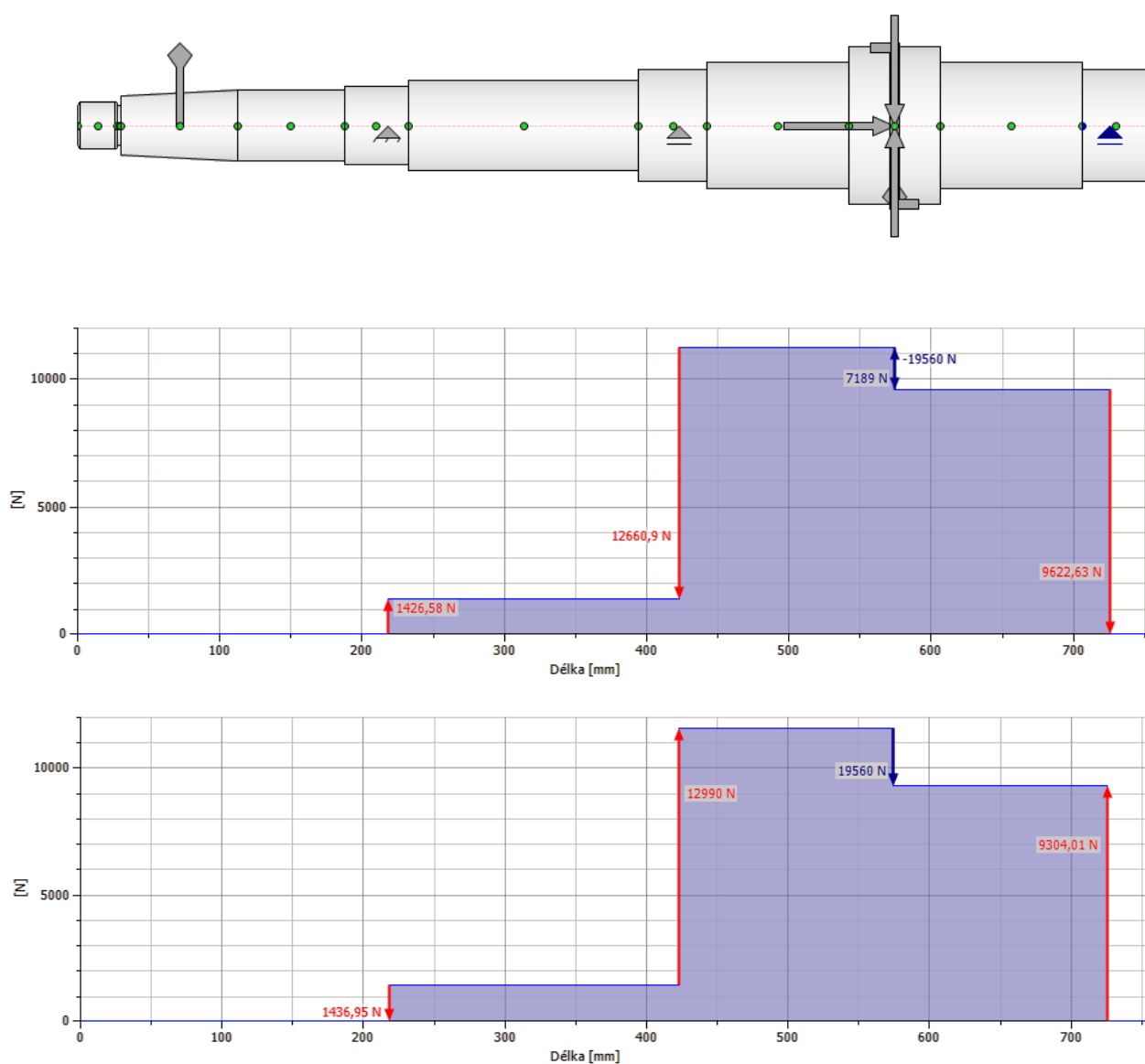
Výpočet sil od ozubení

$$F_{T,12,EKV,lož.,bod.} = \frac{T_{EKV,ložiska,bodový\ styk}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{978}{\frac{0,1}{2}} = \mathbf{19\,560\,N} \quad (8.2)$$

$$F_{R,12,EKV,lož.,bod.} = F_{T,12,EKV,lož.,bod.} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 19\,560 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = \mathbf{7189\,N} \quad (8.3)$$

$$F_{A,12,EKV,lož.,bod.} = F_{T,12,EKV,lož.,bod.} \cdot \tan \beta = 19\,560 \cdot \tan 8^\circ = \mathbf{2749\,N} \quad (8.4)$$

$$M_{O,FA,12,EKV,lož.,bod.} = F_{A,12,EKV,lož.,bod.} \cdot \frac{d_1}{2} = 2749 \cdot \frac{0,1}{2} = \mathbf{137\,Nm} \quad (8.5)$$



Obr.26: Průběh posouvající síly na hřídeli pro smysl otáčení doleva (nahore) a doprava (dole)

Z průběhů na obr. 23 byly odečteny hodnoty reakcí pro každý smysl otáčení a pro ty pomocí kalkulačky na webu dodavatele vypočteny dílčí trvanlivosti (ložisko 2 = prostřední, ložisko 3 = pravé):

$$L_{10,ložisko2,L} = 15\,778 \text{ hod.}$$

$$L_{10,ložisko2,P} = 14\,609 \text{ hod.}$$

$$L_{10,ložisko3,L} = 35\,935 \text{ hod.}$$

$$L_{10,ložisko3,P} = 39\,759 \text{ hod.}$$

$$L_{10,ložisko2} = \frac{1}{\frac{N_L}{L_{10,ložisko2,L}} + \frac{N_P}{L_{10,ložisko2,P}}} = \frac{1}{\frac{0,5}{15\,778} + \frac{0,5}{14\,609}} = \mathbf{15\,171 \text{ hod.}} \quad (8.6)$$

$$L_{10,ložisko3} = \frac{1}{\frac{N_L}{L_{10,ložisko3,L}} + \frac{N_P}{L_{10,ložisko3,P}}} = \frac{1}{\frac{0,5}{35\,935} + \frac{0,5}{39\,759}} = \mathbf{37\,750 \text{ hod}} \quad (8.7)$$

Tab.12: Vypočtené hodnoty trvanlivosti valivých ložisek

HŘÍDEL	ČÍSLO LOŽISKA	TYP LOŽISKA	TRVANLIVOST [hod]
VSTUPNÍ	1	21311	78 000
VSTUPNÍ	2	6316	15 171
VSTUPNÍ	3	6316	37 750
UNAŠEČ DIF.	4 + 5	6036	29 000
PŘEDLOHOVÁ	6	6020	$s_o = 2,85$
PŘEDLOHOVÁ	7	6320	22 900
VÝSTUPNÍ PRAVÁ	8	6026	3 800 000
VÝSTUPNÍ PRAVÁ	9	6226	36 600
VÝSTUPNÍ LEVÁ	10	6026	3 800 000
VÝSTUPNÍ LEVÁ	11	6226	36 600

Požadovaná trvanlivost dynamicky zatížených ložisek je 15 000 hod [9], požadovaná bezpečnost staticky zatížených ložisek s_o je 1,0 [2]. Tyto požadavky jsou splněny, ložiska vyhovují.

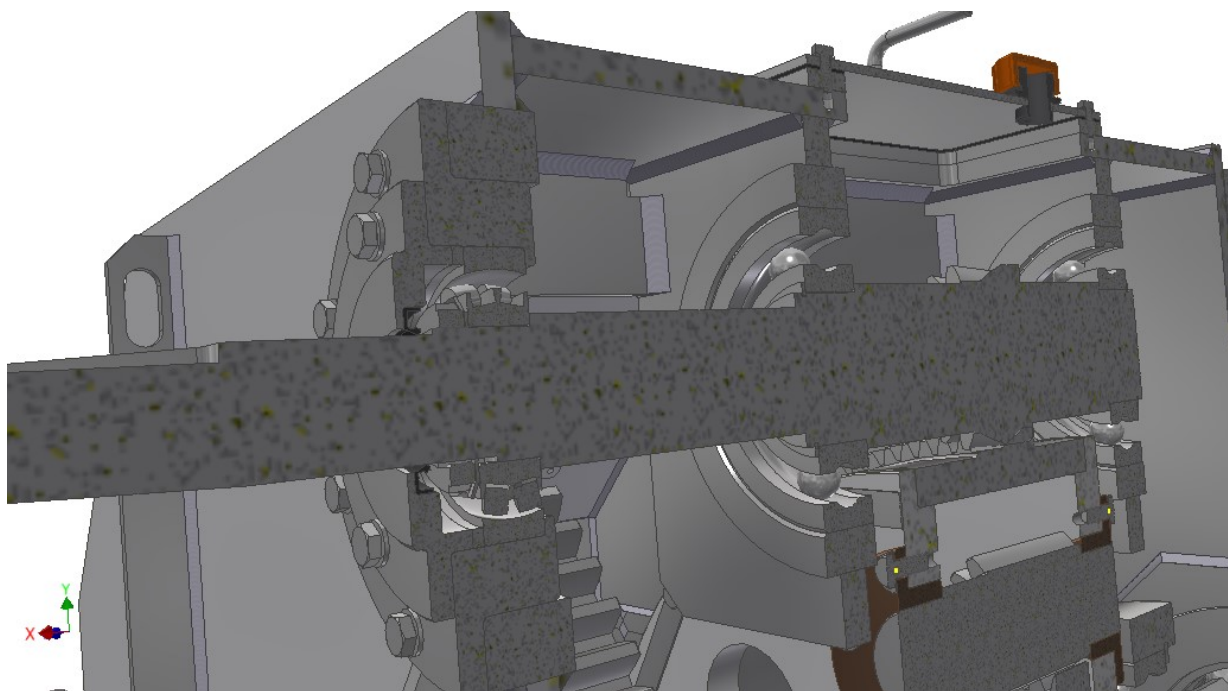
9. KONSTRUKCE ROTAČNÍCH SOUČÁSTÍ

Rotační součásti, jako například hřídele, ozubená kola, ložiska a další, jsou jádrem každé převodovky. Jejich vhodná konstrukce je stejně důležitá jako důkladné pevnostní výpočty provedené v předchozích kapitolách. V této kapitole bude kromě nich také pojednáno i o součástech přímo navazujících na rotační součásti, jako jsou například těsnící kroužky, víka a podobně.

9.1 Konstrukce vstupní hřídele

Vstupní hřídel vyrobená z cementační oceli má do sebe vyfrézovaný pastorek prvního stupně. Kuličková ložiska (č. 2 a 3) jsou na ni uchycena pomocí hřídelových pojistných kroužků a soudečkové ložisko, které jako jediné přenáší axiální síly je uchyceno pomocí KM matice s MB podložkou. Pro potřebné axiální dolícování slouží kroužek mezi víčkem a ložiskem, který se v případě potřeby může zbrousit na potřebný rozměr. Hřídelový těsnící kroužek Gufero přiléhá svým břitem přímo na hřídel. Aby v tomto místě nedošlo k vydření, je zde hřídel cementována, kalena a broušena.

Postup montáže: Na hřídel se nejprve nasadí kuličková ložiska, poté je nasazeno pouzdro i se soudečkovým ložiskem, které se následně pojistí KM maticí s MB podložkou. Celá tato sestava se následně zasune do víka převodovky zepředu. Pouzdro se k víku přišroubuje a celá sestava se pojistí víčkem s již předem nasunutým těsnícím kroužkem. Tímto je smontována sestava víka, které se následně s pomocí jeřábu spustí na spodní polovinu skříně.



Obr.27: 3D řez sestavou vstupní hřídele

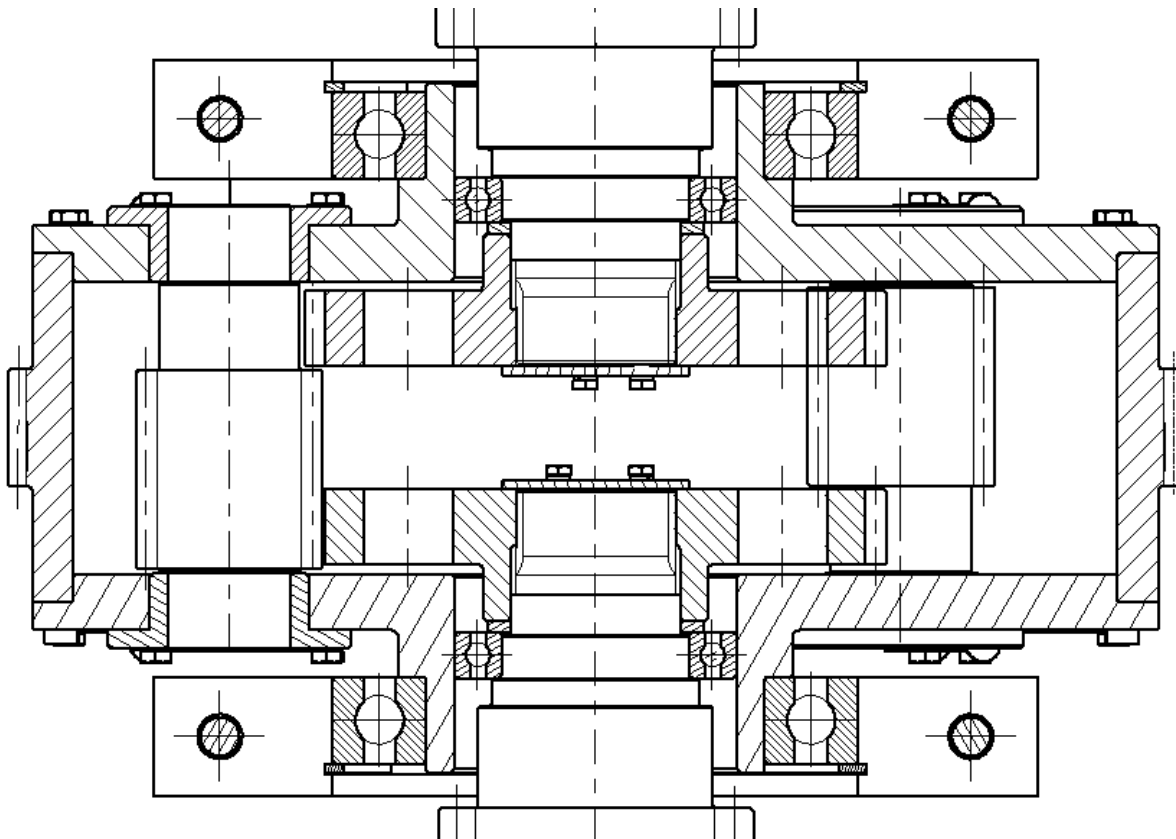
9.2 Konstrukce diferenciálu

Použitý diferenciál je čelní planetový s přímým ozubením. Točivý moment se na něj přenáší od ozubeného věnce (kola prvního stupně). Tento věnec zároveň tvoří jakýsi kryt diferenciálu, který spojuje jeho dvě bočnice (unašeče). Ozubení tvoří pouze malou část šířky celého věnce. Ten je dosti široký, aby překrýval v podstatě celou šířku diferenciálu. Samozřejmě by bylo možné udělat věnec užší a prodloužit osazení na bočnicích, to by však vyžadovalo velké množství obrábění při výrobě těchto bočnic, což by prodražovalo výrobu. Bočnice jsou k věnci přišroubovány - potřebný utahovací moment šroubů a jejich pevnostní kontrola bude provedena níže. Zároveň jsou na každé straně úhlopříčně vůči sobě dva válcové kolíky, které přesně vymezují vzájemnou polohu věnce a bočnic, pokud by centrování na osazeném průměru nedostačovalo. Šrouby jsou proti povolení pojištěny zahnutými plechy, které zároveň překrývají otvory pro kolíky, které tak nemohou vypadnout. V bočnicích diferenciálu jsou vyrobeny otvory o průměru 85 mm, kterými dovnitř může téct olej - otvory jsou umístěny tak, aby se při každé otáčce zanořovaly pod hladinu olejové lázně.

Pastorky diferenciálu jsou uloženy v kluzných pouzdrech, která jsou vždy na jedné straně seříznutá, aby se vešla dvě vedle sebe. Tato pouzdra jsou k bočnicím přišroubována a šrouby jsou proti povolení pojištěny podložkami s jazýčkem. Na pastorky nepůsobí žádné axiální síly a předpokládá se jejich uložení s jistou axiální vůlí (cca 0,1 - 0,2 mm) [9].

Diferenciál je uložen ve dvou kuličkových ložiskách v souměrném uložení, kdy se bude střídát působení axiální síly na jedno a druhé ložisko. Očekává se uložení s axiální vůlí cca 0,2 mm [9]. Axiální síly jsou zachytávány pojistnými kroužky. Uložení těchto dvou ložisek do tělesa je dělené. Spodní polovina nábojů je pevně přivařena ke spodní polovině skříně, druhá polovina jsou samostatně třmeny, které jsou ke spodní polovině přišroubovány.

Postup montáže: Na bočnice se nejdříve našroubují všechna kluzná pouzdra. Poté započne montáž první poloviny diferenciálu. Do jedné bočnice se zasunou všechny pastorky a předlohová hřídel s ložiskem. Následně se na předlohovou hřídel namontuje centrální kolo diferenciálu. Poté se na bočnici nasadí a přišroubuje ozubený věnec. Nakonec se vše sešroubuje s druhou bočnicí, ve které už rovněž musí být namontována předlohová hřídel s centrálním kolem. Montáž je teoreticky možná i bez speciálních přípravků, bude však pravděpodobně vyžadovat více pracovníků najednou a použití jeřábu, kterým se celá smontovaná sestava diferenciálu a předlohových hřídelí spustí do spodní poloviny skříně.



Obr.28: Řez navrženým diferenciálem

Kontrola šroubového spoje věnce a bočnic [7]

12 x šroub M10 8.8 [6]

roztečný průměr (střední průměr třecí plochy) $D = 576 \text{ mm}$

Potřebná síla ve spoji

$$F_{obvodová} = \frac{T_{2,MAX}}{\frac{D}{2}} = \frac{4\,759\,000}{\frac{576}{2}} = 16\,524 \text{ N} \quad (9.1)$$

$$F_{přítlačná} = k \cdot \frac{F_{obvodová}}{f} = 1,5 \cdot \frac{16\,524}{0,15} = 165\,240 \text{ N} \quad (9.2)$$

Osová síla v každém šroubu

$$F_O = \frac{F_{přítlačná}}{n} = \frac{165\,240}{12} = 13\,770 \text{ N} \quad (9.3)$$

Moment tření na závitech

$$M_{TZ} = F_O \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 13\,770 \cdot \operatorname{tg}(9,83 + 3,03) \cdot \frac{9,026}{2} = 14,2 \text{ Nm} \quad (9.4)$$

Moment tření pod maticí

$$M_{TM} = F_O \cdot f \cdot d_{STŘ} = 13\,770 \cdot 0,15 \cdot \frac{13}{2} = \mathbf{13,4\,Nm} \quad (9.5)$$

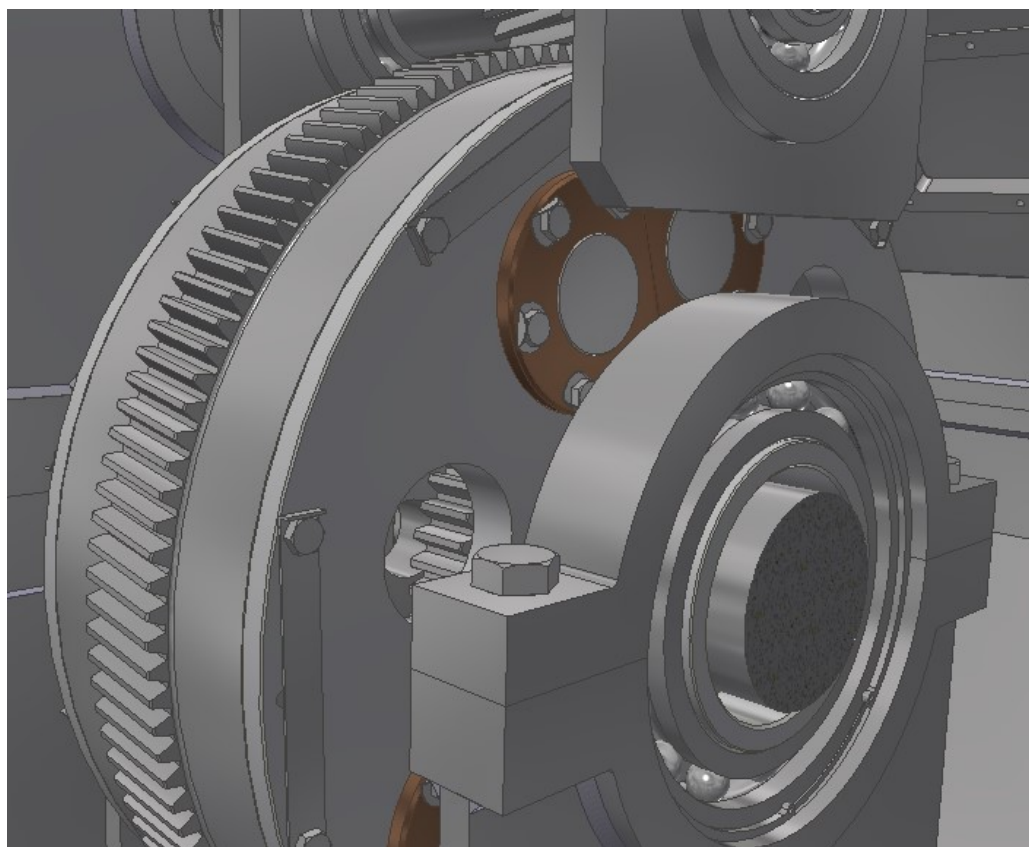
Utahovací moment

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 14,2 + 13,4 = 27,6 \rightarrow \mathbf{30\,Nm} \quad (9.6)$$

Pevnostní kontrola šroubu

$$k = \frac{R_e}{\sqrt{\left(\frac{F_O}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}\right)^2}} = \frac{640}{\sqrt{\left(\frac{13\,770}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{14\,200}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}}\right)^2}} = \mathbf{2,42} \quad (9.7)$$

Statická bezpečnost by měla být vyšší, než 1,5. Spoj tedy vyhovuje

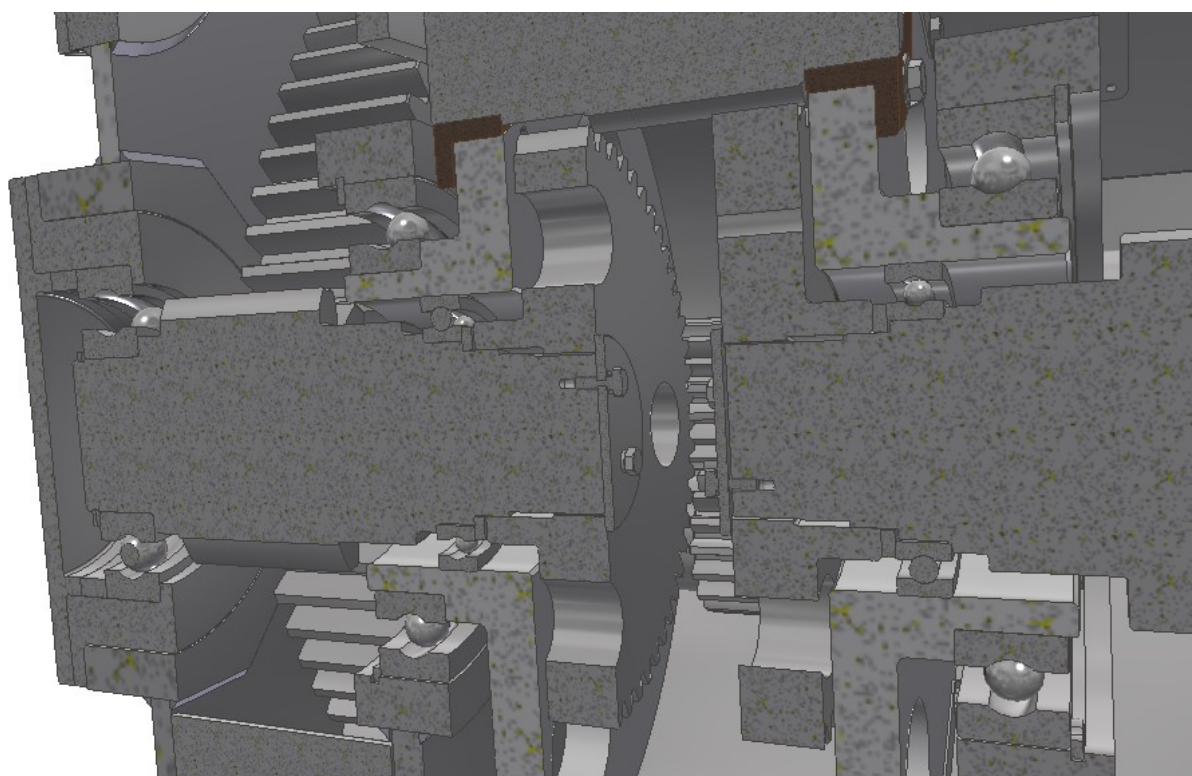


Obr.29: 3D pohled na diferenciál a jeho uložení

9.3 Konstrukce předlohových hřídelí

Předlohové hřídele jsou v převodovce dvě. Přenášejí moment z centrálních kol diferenciálu a slouží jako pastorky druhého stupně. Obě předlohové hřídele a součásti na ně navázané jsou pro obě strany stejné. Centrální kolo diferenciálu je s hřídelí spojeno evolventním drážkováním a přes konec hřídele 1 mm přesahuje, aby mohlo být efektivně pojištěno deskou bránící jeho axiálnímu posunu. Deska je k hřídeli přišroubována třemi šrouby. Malé vnitřní kuličkové ložisko (axiálně volné) je tímto ozubeným kolem pojištěno na místě. Vnější kroužek tohoto ložiska je upevněn v unašeci diferenciálu a otáčí se tedy téměř souběžně s vnitřním kroužkem na hřídeli.

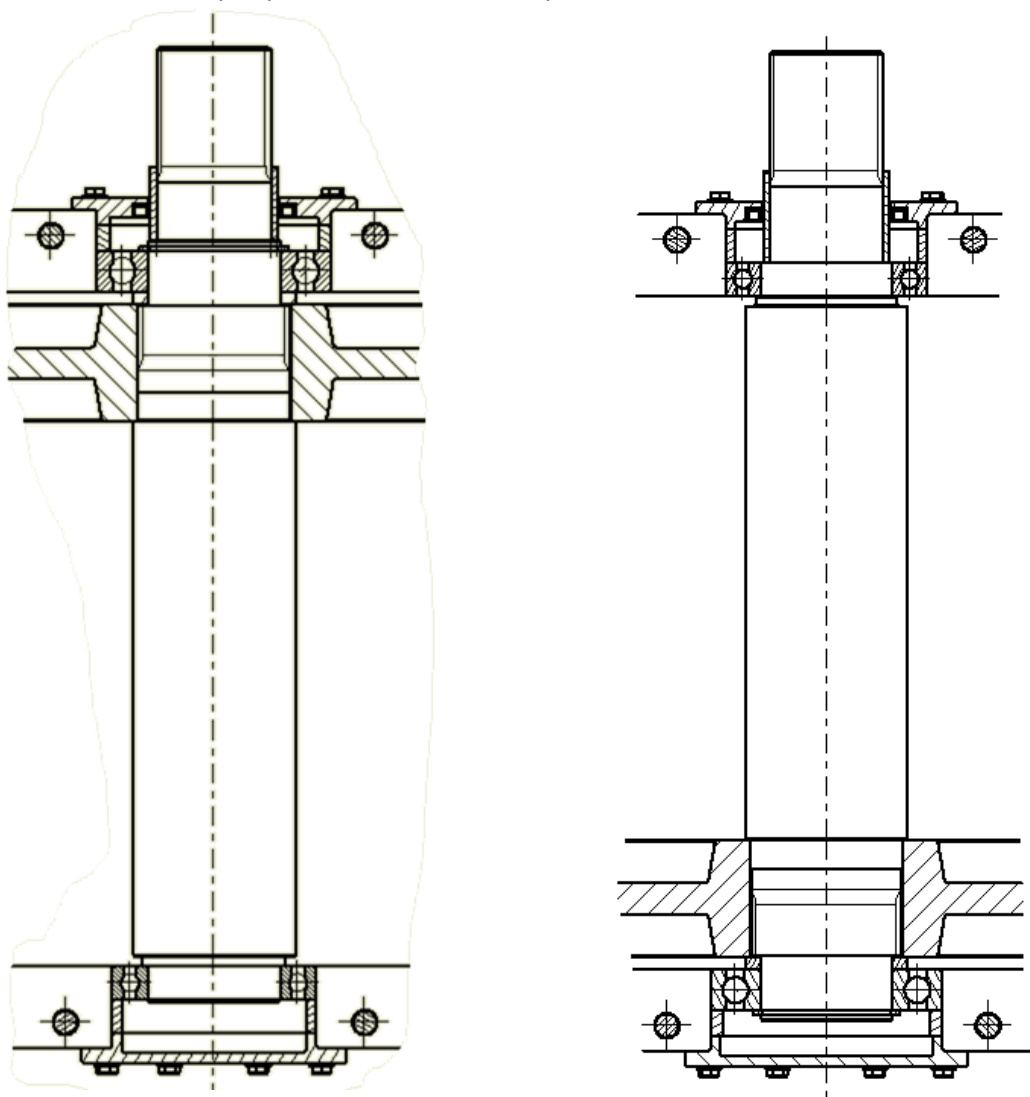
Vnější kuličkové ložisko (axiálně pevné) je na hřídeli pojištěno kroužkem a je uloženo v pouzdru ve kterém je pomocí osazení z jedné strany a pomocí distančního kroužku a slepého víka z druhé strany axiálně pojištěno. Pouzdro bylo použito proto, aby otvory v tělese mohly v tomto místě být **hladké, bez osazení a aby měly stejný průměr**, jako ložiskové otvory pro vnější ložiska diferenciálu. Toto je velmi důležité pro jejich následné dokončování. Dodržení velmi přesné sousososti je v tomto místě kritické pro spolehlivou funkci mechanismu.



Obr.30: 3D pohled na sestavu předlohové hřídele

9.4 Konstrukce výstupních hřídelí

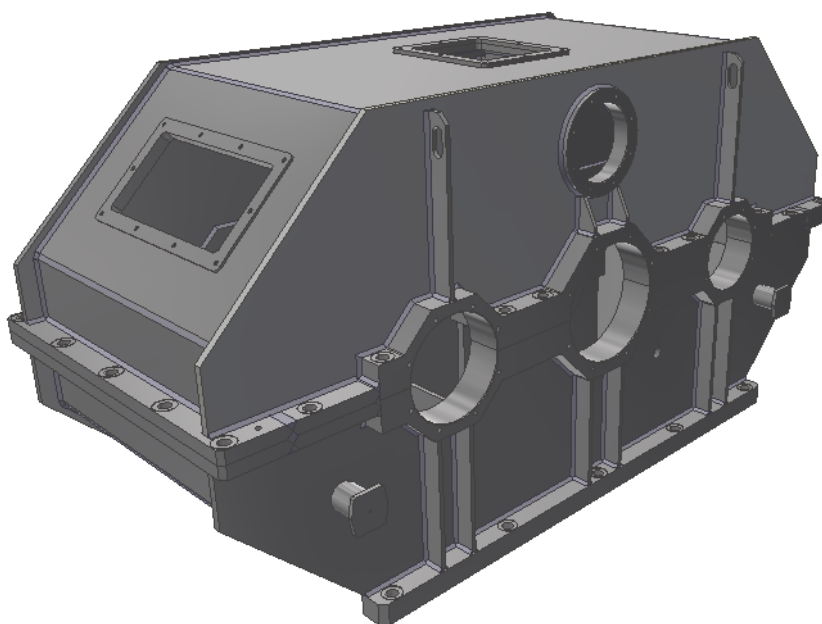
Výstupní hřídel je na pravé straně mírně odlišná od té na levé straně. Je to dáno různým umístěním ozubených kol druhých stupňů v převodovce. Konstrukční principy jsou však u obou hřídelí stejné. Ozubené kolo druhého stupně je s hřídelí spojeno evolventním drážkováním a axiálně pojištěno přes distanční kroužek a kuličkové ložisko pojistným kroužkem. Vzhledem k tomu, že je hřídel uložena v ložiskách dá se říct souměrně, není tento kroužek teoreticky nezbytný. Je však zárukou toho, že bude ozubené kolo při montáži dotlačeno až na konec drážkování a bude tedy ve správné poloze. Zároveň tím bude pojištěno na hřídeli proti sklouznutí, až bude celá sestava hřídele spouštěna jeřábem do převodovky. U menšího ložiska, které je vzdálenější od ozubeného kola toto není potřeba řešit, pojištěno na hřídeli tedy není. Obě ložiska mají vnější kroužky pojištěny z jedné strany distančními kroužky a víky. Počítá se s axiální vůlí v uložení cca 0,2 mm [9]. Zatěsnění výstupů je provedeno hřídelovými těsníci kroužky Gufero, které přiléhají na kalené trubky nasunuté na obou výstupních hřídelích. Tyto trubky zároveň slouží jako zarážky pro kotouče spojek, které budou na drážkované konce výstupních hřídelí montovány.



Obr.31: Obě výstupní hřídele

10. KONSTRUKCE TĚLESA PŘEVODOVKY

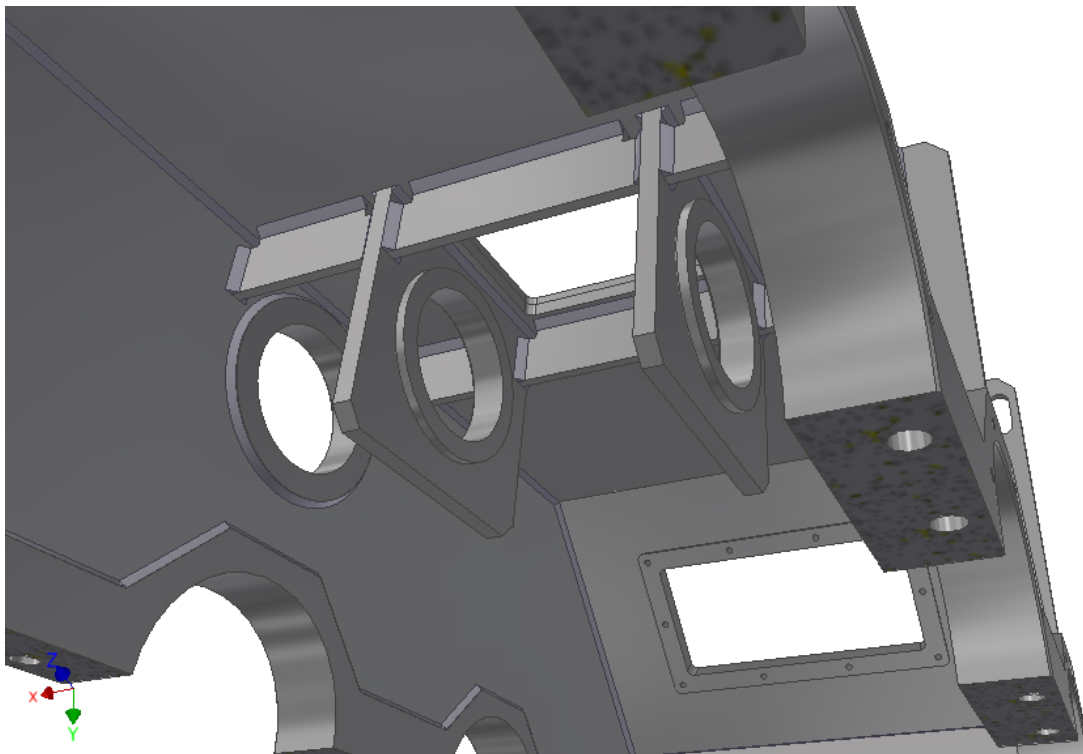
Hlavní funkcí tělesa převodovky je zajistit přesné a dostatečně tuhé uložení pro ložiska tak, aby byly všechny osy hřídelí a ozubených kol v převodovce v co nejpřesnějších vzdálenostech a aby byly co možná nejvíce rovnoběžné. Tělesa převodovek bývají buďto litá z litiny, nebo svařovaná z ocelových plechů. Jak již bylo zmíněno výše, navrženo bylo těleso svařované. Tloušťka bočnic a obvodových plechů je 16 mm, hlavní plechy vnitřních příček jsou tlusté 20 mm a žebra 10 - 12 mm. Těleso se nejprve svaří, poté se provede žihání na snížení vnitřního pnutí a až poté je těleso opracováno na konečné konstrukční rozměry, tolerance a drsnosti.



Obr.32: Těleso převodovky

Těleso navržené převodovky se skládá ze dvou hlavních částí. Ze spodní části a z víka. Tyto dvě poloviny na sebe přiléhají v tzv. dělicí rovině po celém obvodu převodovky. Dělicí rovina se skládá z nábojů (místa pro uložení ložisek), které jsou navrženy jako výpalky z tlustého plechu (tloušťka 80 mm po opracování) a z obvodového „límce“, který je rovněž 80 mm široký, ale je navržen jako výpalek z tenčího plechu (tloušťka 28 mm po opracování). Obě poloviny jsou k sobě přišroubovány po celém obvodu šrouby M24 a jejich vzájemná poloha je vymezena dvěma kuželovými kolíky o jmenovitém průměru 12 mm, které jsou umístěné v rozích diagonálně naproti sobě.

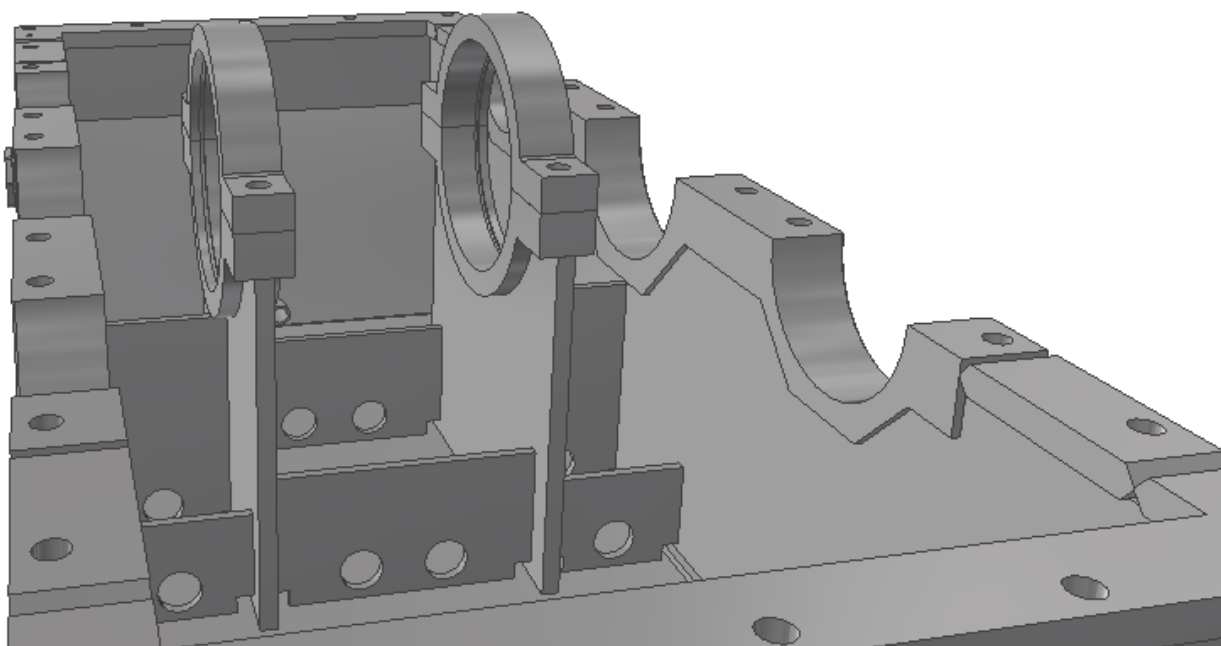
Ložiska vstupní hřídele jsou uložena ve víku v nedělených nábojích, které jsou rovněž vypáleny z plechu. Náboje vnitřních ložisek jsou přivařeny k soustavě žeber, která zajišťují dostatečnou tuhost celého uložení. Přepážky pro vnitřní ložiska umístěná ve víku se nedotýkají těch ve spodní části skříně, jsou řešena zvlášť. Ač by spojení obou polovin i vevnitř skříně zvýšilo tuhost uložení, znamenalo by to značné zkomplikování výroby.



Obr.33: Detail vnitřní přepážky ve víku převodovky

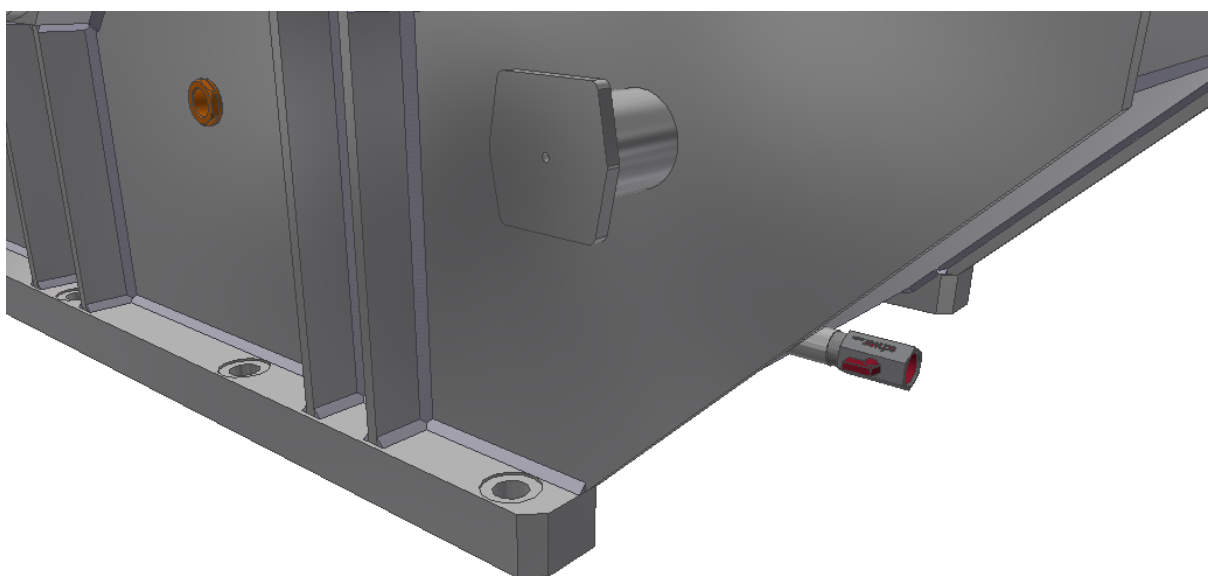
Na víku převodovky jsou umístěny celkem tři otvory pro nahlížení do převodovky. Dvě jsou umístěny souměrně na šikmé části víka pro nahlížení na ozubení a ložiska druhých stupňů a jeden je umístěn na vrchní straně, přímo nad pastorkem prvního stupně pro nahlížení na ozubení a ložiska prvního stupně a diferenciálu. Tyto otvory jsou při provozu zakryty s použitím vík zatěsněných pryžovým těsněním. Otvory je možno použít také pro dolévání oleje. Nad vnějšími náboji jsou umístěna žebra zvyšující tuhost skříně a její pasivní chlazení. V krajních žebrech jsou vyrobeny otvory, za které se bude celé víko vázat při přepravě jeřábem.

Ložiska diferenciálu jsou uložena ve spodní části skříně podobně, jako vstupní hřídel je uložena ve víku. Je zde vytvořena soustava žeber, které pevně drží náboje pro ložiska diferenciálu. V příčných žebrech jsou vyrobeny otvory tak, aby přes ně mohl volně cirkulovat olej. Náboje pro uložení ložisek diferenciálu jsou dělené - skládají se ze spodní pevně přivařené poloviny a odnímatelných třmenů, které se ke spodní polovině šroubují.



Obr.34: Detail vnitřní přepážky ve spodní polovině převodovky

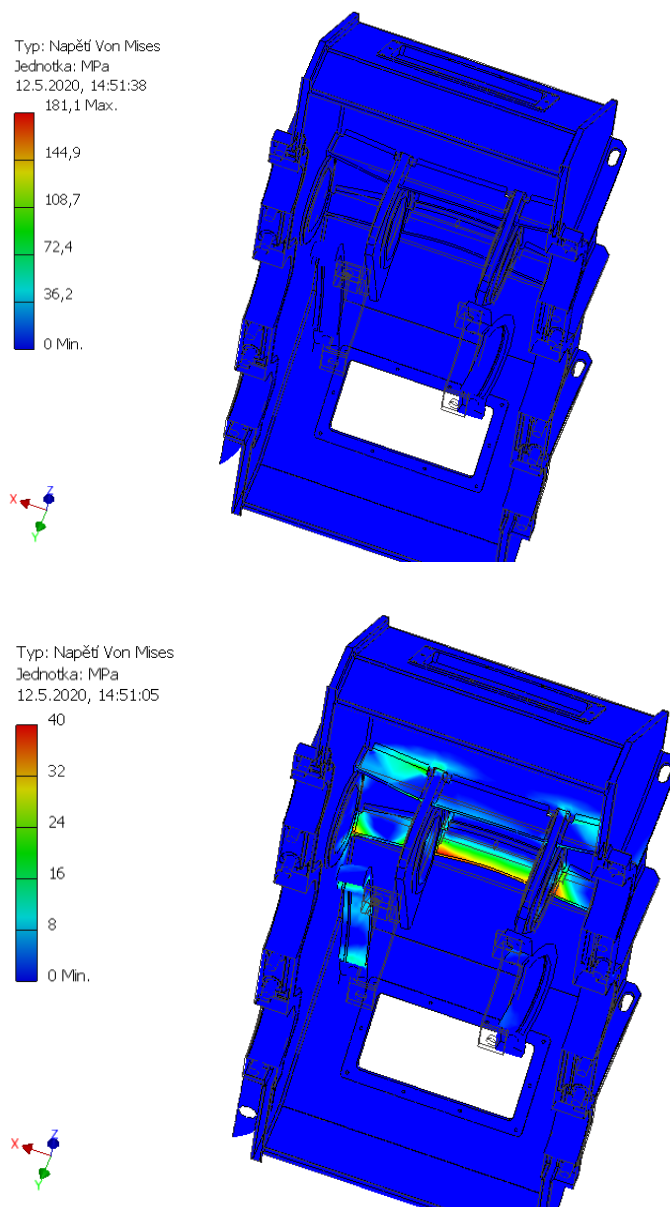
K vypouštění oleje slouží výpustní otvor s kulovým ventilem na dně převodovky, ke sledování jeho hladiny je z čelní strany umístěn olejznak. Ke konstrukci jeřábu je převodovka přišroubována přes dvě podélné patky. Jejich rozměry a rozteče šroubů vychází z původní převodovky. Pro přepravu celé převodovky pomocí jeřábu slouží čtyři závěsné body (závěsné čepy dle normy [17]). V místech předpokládaného zatížení - u nábojů ložisek - je těleso vyztuženo zdvojenými plechovými žebry.



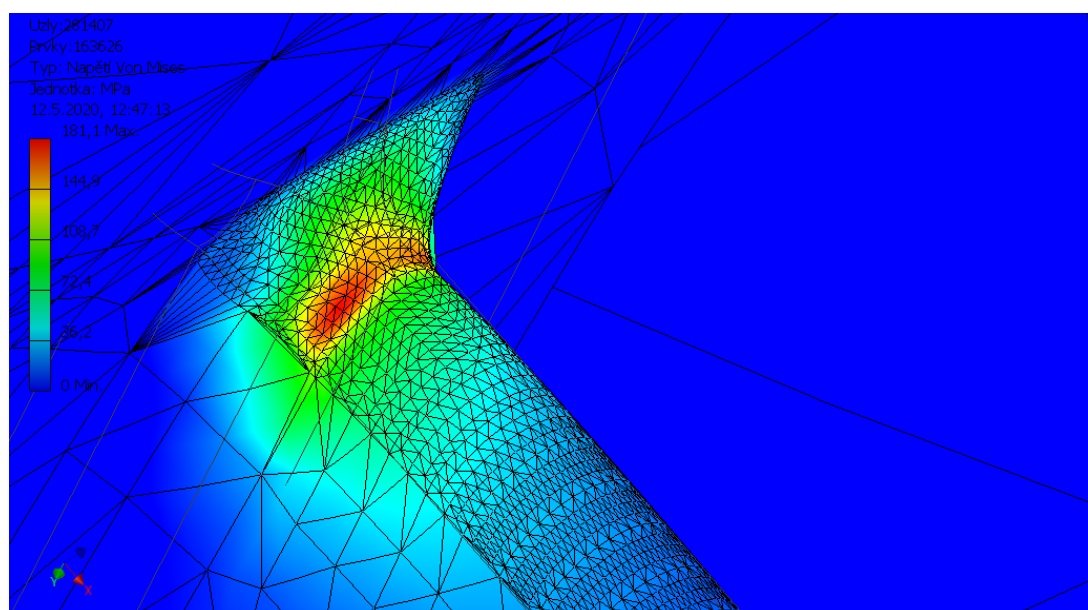
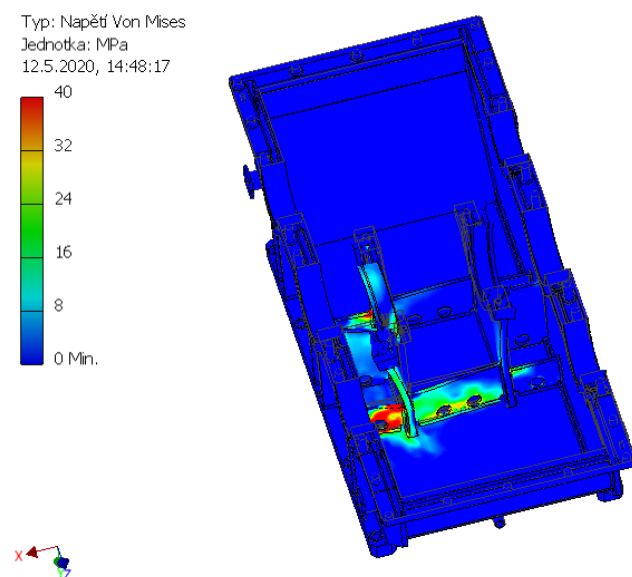
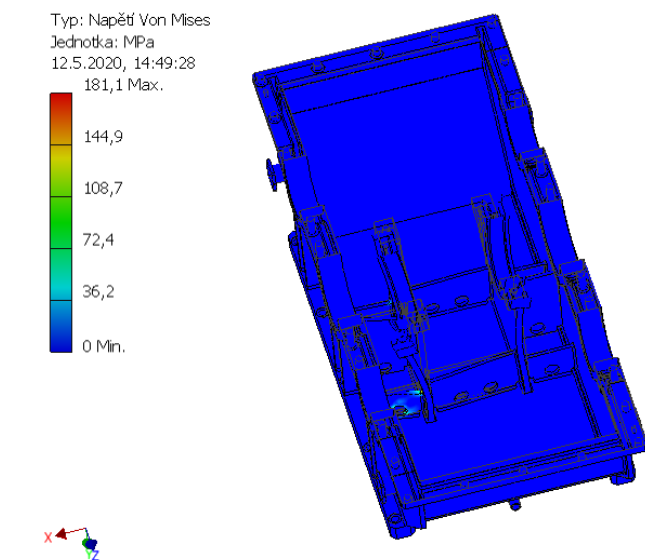
Obr.35: Detail na spodní část tělesa

Pevnostní kontrola tělesa

V prostředí Autodesk Inventor 2016 byla pomocí metody konečných prvků (MKP) provedena pevnostní kontrola tělesa převodovky. Tato kontrola ukázala, že na většině míst tělesa je velmi malé napětí (v řádu jednotek až nižších desítek MPa), pouze na některých hranách a spojích se vyskytují špičky napětí. Ty jsou způsobeny především působením axiálních sil a od nich vznikajících ohybových momentů na přechody mezi žebry. V nejkritičtějším bodě dosahuje napětí hodnoty 181 MPa. Jelikož je však těleso vyrobeno z oceli S355J2 (11 523) o mezi kluzu 355 MPa, je i v nejkritičtějších místech stále statická bezpečnost 1,96 a jelikož bude těleso po svařování žíháno na snížení vnitřního pnutí, dá se očekávat, že materiál v místech špiček napětí případně zplastizuje. Těleso tedy bylo shledáno, jako pevnostně vyhovující. Analýza byla provedena pro zatížení převodovky maximálním momentem. Pro lepší orientaci v rozložení napětí jsou na obrázcích níže kromě výsledků s úplnou stupnicí uvedeny také obrázky se stupnicí sníženou, která lépe ukazuje rozložení nižších napětí.



Obr.36: Analýza víka (plná a snížená stupnice)



Obr.37: Analýza spodku skříně (plná stupnice, snížená stupnice, detail maxima)

11. MONTÁŽNÍ A PROVOZNÍ INFORMACE

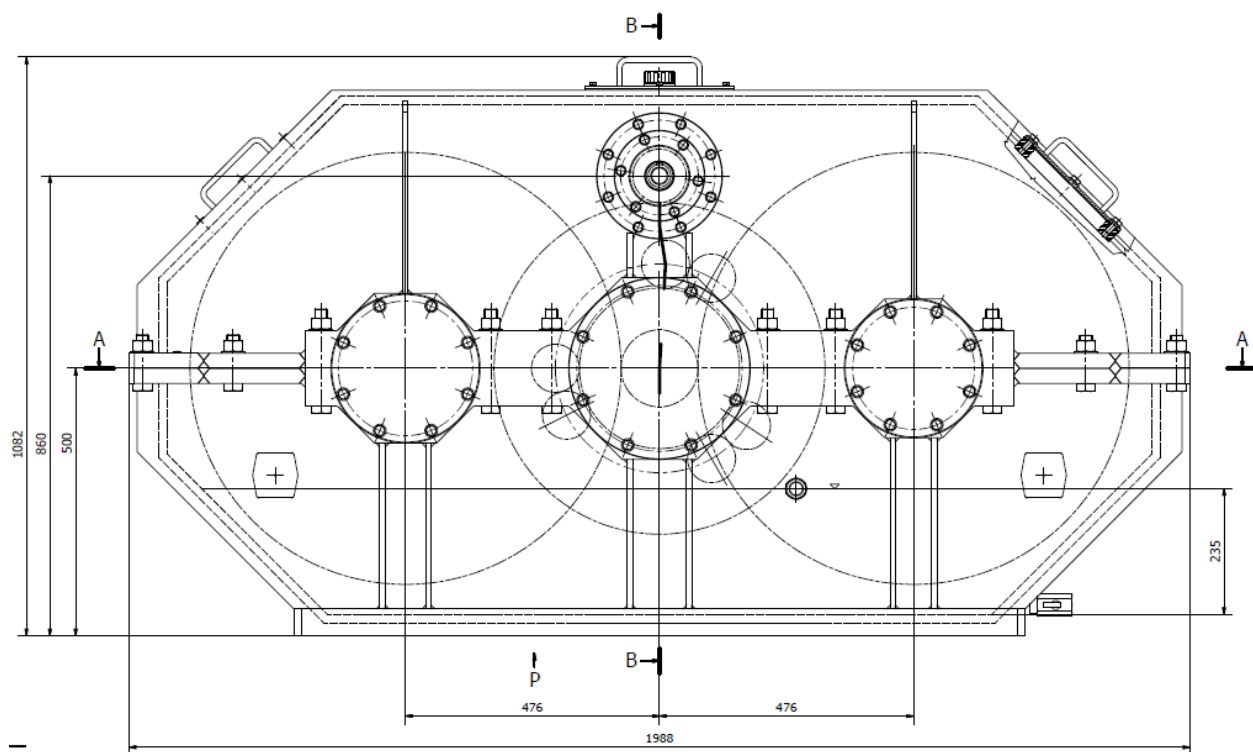
Cílem této kapitoly je vyřešit zbylé podstatné konstrukční problémy, které nebyly zmíněny v předchozích kapitolách. Tyto problémy jsou například typ a množství převodového oleje, zatěsnění převodovky a její nátěr.

Viskozita oleje

Viskozita oleje byla určena dle postupu dodavatele ložisek [18] pro otáčky a průměr ložisek na výstupní hřídeli a očekávanou provozní teplotu 55°C. Použit bude olej typu ISO VG 460.

Výška hladiny oleje

Výška hladiny oleje byla určena tak, aby byly všechny ozubené převody v převodovce dostatečně zanořeny a tím pádem dostatečně mazány. V převodovce se očekává mazání ozubení i ložisek výhradně olejovou lázní a rozstříkem od brodicích se ozubených kol. Důraz byl kladen na to, aby se olej bez problému dostal dovnitř do diferenciálu mazacími otvory v jeho bočnicích. Zároveň bylo dbáno na to, aby nebyla hladina příliš vysoko - aby olej neunikal ze skříně a nezpůsobil nadměrné ztráty broděním. Stanovená výška hladiny ode dna je 235 mm.



Obr.38: Znázornění výšky hladiny oleje v převodovce

Objem a výměna oleje

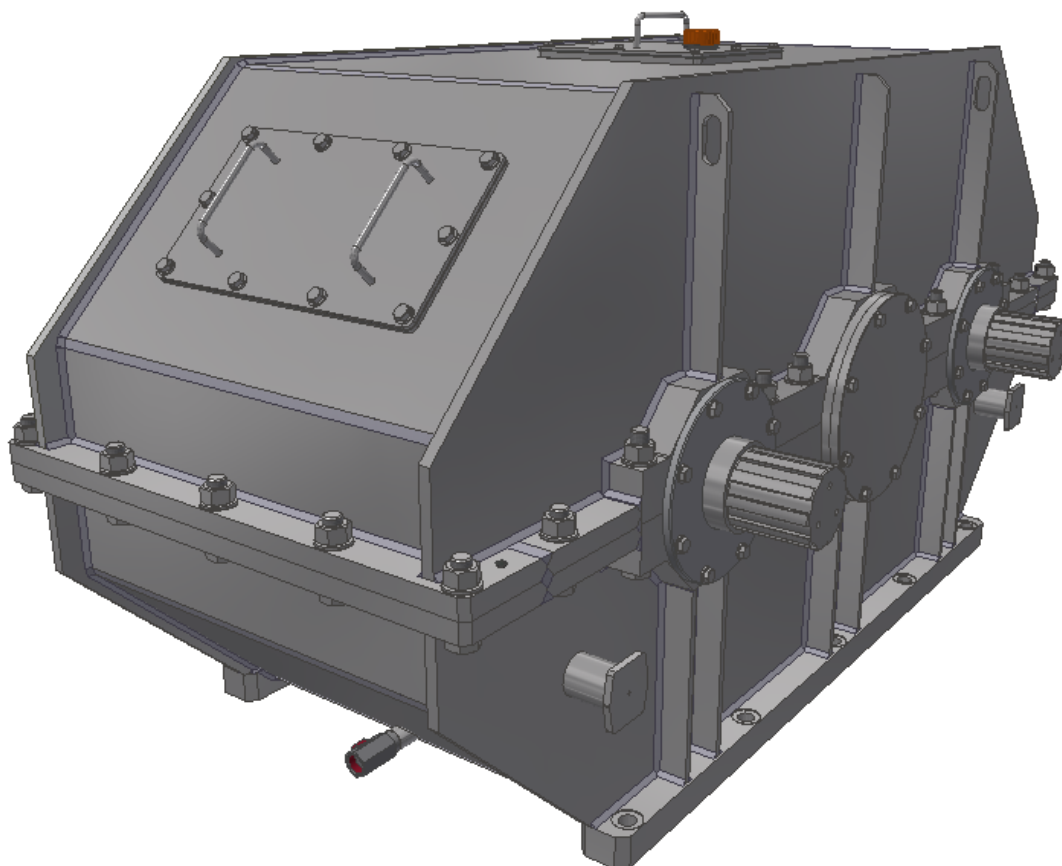
Množství oleje potřebné k dosažení požadované výšky hladiny v převodovce bylo vypočteno na přibližně 215 litrů. Stav oleje musí být pravidelně sledován a při jeho zhoršení (znečištění kovovými pilinami, kontaminace vodou, oxidace, ...) musí být vyměněn. Předpokládaný interval výměny je cca 6-12 měsíců v závislosti na intenzitě používání převodovky. Počítá se také s tím, že první olej bude muset být vyměněn po několika týdnech provozu, jelikož záběh převodovky s sebou přináší značné znečištění oleje.

Těsnění převodovky

Odnímatelná nahlížecí víka jsou těsněna pryžovým těsněním. V dělicí rovině a pod krycími víky hřídelí je převodovka zatěsněna těsnícím tmelem. Na vrchním nahlížecím víku je umístěn odvzdušňovač.

Nátěr

Vnitřek převodovky je natřen speciálním oleji odolným nátěrem, vnější povrch je natřen základovou protikorozní barvou a následně svrchním lakem s odstínem dle požadavků zákazníka.



Obr.39: Navržená převodovka ze strany výstupů

12. ZÁVĚR

Na začátku výpočtové části práce byly stanoveny ekvivalentní momenty vyplývající ze zadaného spektra zatížení. Ekvivalentní momenty jsou různé podle toho, na jakou součást jsou vztaženy. Maximální moment určený pro statickou kontrolu je moment naměřený při „kontrování“.

Dále byly navrženy počty zubů ozubených převodů tak, aby byl dodržen zadaný převodový poměr (odchylka je 0,63%) a jejich geometrické a materiálové vlastnosti. Veškeré ozubení v převodovce vyhovuje jak svými záběrovými, tak pevnostními parametry.

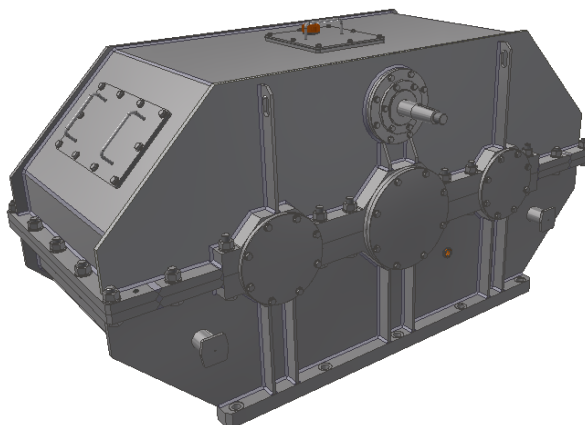
Následně byl navržen diferenciál tak, aby kompenzoval opotřebení pojezdových kol, vyhovoval po pevnostní stránce a zároveň byl výrobně co nejjednodušší. Zvolený diferenciál je čelní planetový.

Převodovka byla poté konstrukčně navržena tak, aby měla připojovací rozměry dané zadáním a zároveň byla co nejsnáze vyrobitelná.

Provedené pevnostní a trvanlivostní výpočty prokázaly, že všechny součásti převodovky pevnostně vyhovují.

Na závěr byl vypracován sestavný výkres převodovky (DP-001) a výrobní výkres pastorkové hřídele diferenciálu (DP-004). Tyto výkresy jsou umístěny v příloze.

Kritickým faktorem pro to, aby navržená převodovka dobře plnila zadané podmínky a pracovala spolehlivě je především přesnost výroby a montáže. Přesnost opracování tělesa, souosost ložiskových otvorů a přesnost výroby a montáže dílů diferenciálu jsou základními předpoklady pro bezproblémový chod a je třeba na ně dbát při vypracovávání výrobní dokumentace, určování rozměrových a geometrických tolerancí a především při samotné výrobě. Za velmi vhodné se v tomto případě považuje provedení tzv. obtiskové zkoušky u které je možné vizuálně zkontrolovat kvalitu záběru ozubených kol. Bylo-li by zjištěno, že ozubená kola nezabírají po celé šířce a výšce zubů, je nezbytné převodovku rozebrat a provést důkladné měření nejen ozubených dílů, ale především ložiskových otvorů tělesa.



Obr.40: Navržená převodovka ze strany vstupu

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu této práce, panu doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. za cenné rady především v oblasti formální úpravy práce a výpočtů ekvivalentních zatížení. Dále bych chtěl poděkovat kolegům konstruktérům z ozubárny za podporu a praktické rady v oblasti konstrukce převodových skříní.

13. SEZNAM LITERATURY

1. ŠEJVL, Miroslav. *Theorie a výpočty ozubených kol*. Díl I. Praha: SNTL, 1957.
2. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-1860-3.
3. MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
4. HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. Praha: SNTL / ALFA, 1971
5. MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
6. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
7. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje*, vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013.
8. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0542-1
9. ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů: strojní součásti*. Druhé vydání. Brno: Computer Press, 2007. ISBN 80-7226-311-0.
10. PIŠTÁČEK, Daniel. *Automobilové převody: 12 - Diferenciály*. Ostrava. Výukový materiál. Fakulta strojní VŠB-TUO.
11. FOLTA, Zdeněk. *Experimentální metody v ČaMS: 14 - Signály a jejich vyhodnocení*. Ostrava. Výukový materiál. Fakulta strojní VŠB-TUO
12. ČSN 01 4686 - *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*
13. ISO 6336 - *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby*.
14. ČSN EN 10084: *Oceli k cementování - Technické dodací podmínky*.
15. ČSN 41 4220 - *Ocel 14 220 Mn-Cr*
16. ČSN 41 5142 - *Ocel 15 142 Cr-Mo*
17. VN 02 5508 - *Závěsné háky a čepy*
18. *Katalog ložisek* [online]. ZKL [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>
19. Chapter 6: Stress Concentration. *Me.utep.edu* [online]. El Paso: The University of Texas at El Paso, 2020 [cit. 2020-01-14]. Dostupné z: <http://me.utep.edu/cmstewart/documents/ME3334/Lecture%207%20-%20Supplemental.pdf>
20. Differential (mechanical device). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_\(mechanical_device\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_(mechanical_device))

14. SEZNAM PŘÍLOH

Tabulkové přílohy

- příloha A - Geometrie ozubení prvního stupně
- příloha B - Geometrie ozubení druhého stupně
- příloha C - Geometrie ozubení diferenciálu (soukolí satelit - centrální kolo)
- příloha D - Geometrie ozubení diferenciálu (soukolí satelit - satelit)
- příloha E - Výstup pevnostního výpočtu prvního stupně
- příloha F - Výstup pevnostního výpočtu druhého stupně
- příloha G - Výstup pevnostního výpočtu soukolí satelit - centrální kolo
- příloha H - Výstup pevnostního výpočtu soukolí satelit - satelit
- příloha I - Průběhy deformací vstupní hřídele pro oba směry otáčení *
- příloha J - Průběhy posouvající síly a deformací předlokové hřídele *
- příloha K - Průběhy posouvající síly a deformací pravé výstupní hřídele *
- příloha L - Průběhy posouvající síly a deformací levé výstupní hřídele *
- příloha M - Průběhy posouvající síly a deformací hřídele satelitu diferenciálu *

* ... deformace vykresleny při zatížení hřídelí ekvivalentním zatížením pro ohyb, posouvající síly pro ekvivalentní zatížení pro ložiska

Výkresové přílohy

- DP-001 - Sestavný výkres převodové skříně
- DP-004 - Výrobní výkres pastorkové hřídele diferenciálu (satelit)